

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

AR CONDICIONADO SOLAR: MODELAGEM E SIMULAÇÃO

Antonio Luiz Zambelli Loyola Gonzaga Mendonça

**São Paulo
2010**

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

AR CONDICIONADO SOLAR: MODELAGEM E SIMULAÇÃO

**Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia.**

Antonio Luiz Zambelli Loyola Gonzaga Mendonça

Orientador: Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2010**

FICHA CATALOGRÁFICA

Mendonça, Antonio Luiz Zambelli Loyola Gonzaga
Ar condicionado solar: modelagem e simulação / A.L.Z.L.G.
Mendonça. – São Paulo, 2010.
117 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração 2. Absorção 3. Energia solar I. Universidade
São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II. t.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos professores
que tive ao longo da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, aos meus pais, por todo o apoio e estímulo desde o meu primeiro dia de vida, e aos meus irmãos, por poder contar com eles nos momentos felizes e tristes.

Aos amigos que puderam participar da minha fase na graduação. À minha namorada Carolina, por ter acompanhado de perto o processo de conclusão do curso, sempre me apoiando e acreditando no meu potencial.

Ao professor Vittorio Verda, pela orientação inicial deste projeto durante o período que passei na Itália, e ao professor Alberto Hernandez Neto, pela orientação final no Brasil: duas pessoas nas quais percebi o enorme interesse em transmitir o conhecimento que possuem, e que com muita paciência e competência contribuíram diretamente na elaboração deste trabalho.

“Quanto mais conhecemos, mais amamos”.

(Leonardo da Vinci)

RESUMO

Atualmente, o ser humano vive em um mundo movido a fontes não-renováveis de energia: estas são geralmente ineficientes, e acabam sendo a causa principal da poluição na Terra. O uso de energia renovável para atividades produtivas ainda é muito limitado: o custo da tecnologia também é muito alto e pouco acessível.

A pesquisa em torno das fontes renováveis e limpas vem sendo cada dia mais importante para encontrar soluções mais baratas e de menor impacto ambiental. Sendo assim, o foco deste trabalho é a aplicação da energia solar (fonte primária de energia limpa e renovável, e de essencial importância para a vida no planeta) para o condicionamento de ambientes (que em geral consome uma boa parcela da conta de energia nas casas, escritórios, centros comerciais, galpões e/ou salas com computadores, hospitais, hotéis, etc).

Para este trabalho, foram feitas a modelagem e a simulação de um ciclo de refrigeração por absorção a partir da solução de brometo de lítio em água (LiBr/H₂O): o sistema foi analisado com a ajuda do *software* EES (*Engineering Equation Solver*). Para este modelo, assumiu-se como fonte de calor a radiação do Sol sobre um painel solar de placas planas, e foi avaliado o comportamento do sistema como um todo quando são modificadas as variáveis de entrada no mesmo.

ABSTRACT

Nowadays, humans live in a world driven by non-renewable sources of energy: those are generally inefficient and end up being the main cause of pollution on Earth. The use of renewable energy for productive activities is still very limited: the cost of technology is also very high and hardly accessible.

The research on a clean and renewable source of energy has been increasingly important to find cheaper solutions and less environmental impact. Thus, the focus of this work is the application of solar energy (primary source of clean and renewable energy, also essential to life on the planet) for air conditioning systems (which generally consumes a good portion of the electricity bill in homes, offices, shopping centers, warehouses and/or computer rooms, hospitals, hotels, etc.).

The analysis proposed here was done by modeling and simulation of an absorption refrigeration cycle using lithium bromide solution in water (LiBr/H₂O): the system was analyzed with the help of the software EES (Engineering Equation Solver). For this model, it was assumed as a heat source the sun radiation over a flat-plate solar panel, and evaluated the behavior of the whole system when the input variables in it are modified.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS	xii
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Utilização racional para poupar energia.....	2
1.2. A energia solar.....	4
1.3. O paradoxo do “Ar Condicionado Solar”	4
2. OBJETIVOS	8
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
4. DESCRIÇÃO DO SISTEMA.....	12
4.1. As Leis da Termodinâmica.....	12
4.2. Introdução aos ciclos frigoríficos.....	12
4.3. Ciclos frigoríficos por Compressão de Vapor.....	14
4.4. Fluidos de Trabalho para Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor	17
4.5. Afastamento do Ciclo Frigorífico Real de Compressão de Vapor em relação ao Ciclo Ideal	19
4.6. O Ciclo Frigorífico por Absorção	19
4.7. Aproveitamento e Conversão da Radiação do Sol através de um Painel Solar	26
4.8. Acumulação da Energia Térmica	33
4.9. Utilização do Ciclo Economizador.....	34
4.10. Descrição do Ambiente Interno.....	35
5. MODELAGEM.....	36
5.1. O Esquema do Ciclo de Refrigeração por Absorção	36
5.2. Parâmetros da Mistura LiBr/H ₂ O.....	37
5.3. Modelagem do Gerador	39
5.4. Modelagem do Absorvedor	41
5.5. Modelagem do Regenerador	43
5.6. Modelagem do Condensador.....	44
5.7. Modelagem da Válvula de Expansão.....	45

5.8.	Modelagem do Evaporador.....	46
5.9.	Modelagem da Torre de Resfriamento	48
5.10.	Modelagem do Painel Solar	49
5.11.	Modelagem do “ <i>layout</i> ” do sistema.....	50
5.12.	Modelagem da Técnica do Ciclo Economizador Simples	55
6.	SIMULAÇÕES.....	57
6.1.	Esquema com a notação utilizada	57
6.2.	Dados de simulação do painel solar	58
6.3.	Dados de simulação do aquecedor a gás natural	59
6.4.	Dados de simulação do ciclo de refrigeração por absorção	59
6.5.	Dados climáticos: radiação solar	62
6.6.	Dados climáticos: temperatura e umidade relativa	63
7.	RESULTADOS.....	65
7.1.	Controle do Ciclo de Refrigeração por Absorção (Com Parâmetros do Ciclo Variáveis), Ausência de Acumuladores de Energia e Arranjo do Sistema em Paralelo.....	65
7.2.	Inclusão de um Acumulador de Energia no Evaporador (Parâmetros do Ciclo Fixos) e Arranjo do Sistema em Paralelo.....	78
7.3.	Análise do Arranjo do Sistema em Série (Parâmetros do Ciclo Variáveis).....	86
7.4.	Comparação entre resultados: ausência e presença de acumulador de energia.....	94
7.5.	Comparação entre resultados: arranjos em paralelo e em série das fontes quentes de energia.....	96
7.6.	Análise do Ciclo Economizador	97
7.7.	Análise Econômica	103
8.	CONCLUSÕES	105
	ANEXOS	107
A.1.	Listagem do programa realizado no <i>software</i> EES.....	107
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	116

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.3.1 – Consumo médio de energia em residência de uma família, e energia solar disponível ao longo do ano na Europa.	4
Figura 4.2.1 – Esquema termodinâmico de uma máquina frigorífica.	13
Figura 4.2.2 – Ciclo de refrigeração baseado em quatro processos.	14
Figura 4.3.1 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	16
Figura 4.3.2 – Diagrama temperatura – entropia do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	16
Figura 4.6.1 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção de simples estágio.....	20
Figura 4.6.2 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção de duplo estágio.	24
Figura 4.6.3 – Comparação entre as eficiências do ciclo ideal de Carnot, e dos ciclos de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito.....	25
Figura 4.7.1 – Fluxograma com transformações da radiação solar para a refrigeração.	26
Figura 4.7.2 – Coletor solar de placa plana e seus componentes.....	27
Figura 4.7.3 – Coletor solar com tubos a vácuo e seus componentes.	27
Figura 4.7.4 – Espectro eletromagnético (INCROPERA, 2002).	29
Figura 4.7.5 – Poder espectral emissivo de um corpo negro (INCROPERA, 2002).....	29
Figura 4.7.6 – Relações geométricas do Sol e da Terra	30
Figura 4.7.7 – Natureza direcional da radiação incidente (INCROPERA, 2002)...	31
Figura 4.7.8 – Processos de absorção, reflexão e transmissão associados a um meio semitransparente (INCROPERA, 2002).	31
Figura 4.7.9 – Frações da radiação em um tubo a vácuo para um coletor solar ⁷ . 32	
Figura 4.7.10 – Tubo a vácuo com as três camadas depositadas na parede de vidro.	33
Figura 4.10.1 – Gráfico da Carga Térmica no CPD ao longo do dia.	35
Figura 5.1.1 – Esquema do ciclo de refrigeração por absorção, modelado através do <i>software</i> EES.....	36

Figura 5.3.1 – Esquema do gerador, modelado por meio do <i>software</i> EES.....	39
Figura 5.4.1 – Esquema do absorvedor, modelado através do <i>software</i> EES.	41
Figura 5.5.1 – Esquema do regenerador, modelado por meio do <i>software</i> EES...	43
Figura 5.6.1 – Esquema do condensador, modelado através do <i>software</i> EES....	44
Figura 5.7.1 – Esquema da válvula de expansão, modelado através do <i>software</i> EES.....	46
Figura 5.8.1 – Esquema do evaporador, modelado através do <i>software</i> EES.	46
Figura 5.9.1 – Esquema da torre de resfriamento, modelado através do <i>software</i> EES.	48
Figura 5.11.1 – Primeiro arranjo do sistema: Aquecedor a Gás Natural.	51
Figura 5.11.2 – Segundo arranjo do sistema (em paralelo): Aquecedor a Gás Natural + Painel Solar.	53
Figura 5.11.3 – Terceiro arranjo do sistema (em série): Pré-Aquecimento Solar + Aquecedor a Gás Natural.....	55
Figura 6.1.1 – Esquema do ciclo de refrigeração por absorção, modelado através do <i>software</i> EES.....	57
Figura 6.2.1 – Painel solar térmico THK 270, fabricado pela Marla ¹	58
Figura 6.5.1 – Radiação Solar Média por Cidade, em função do Mês para o Ano de Referência.....	62
Figura 6.6.1 – Temperatura Média por Cidade, em função do Mês para o Ano de Referência.....	63
Figura 6.6.2 – Umidade Relativa Média por Cidade, em função do Mês para o Ano de Referência.	64
Figura 7.1.1 – Potências no gerador (“ Φ_{IN} ”) e evaporador (“ Φ_{OUT} ”), em função da Temperatura da água na entrada da tubulação que aquece o gerador (“ T_{w2} ”).....	65
Figura 7.1.2 – COP (Eficiência do ciclo) em função da Temperatura da água na entrada da tubulação que aquece o gerador (“ T_{w2} ”).....	66
Figura 7.1.3 – Vazões da água da torre de resfriamento (“ $\dot{m}_{w_{cond}}$ ”) e de utilização (“ $\dot{m}_{w_{ut}}$ ”), em função da Temperatura da água na entrada da tubulação que aquece o gerador (“ T_{w2} ”).....	66

Figura 7.1.4 – Esquema com as temperaturas do ciclo, para o período de baixa carga térmica.	68
Figura 7.1.5 – Resultados do ciclo para o período de baixa carga térmica (destaque para as vazões, potências e temperaturas de interesse, marcadas com retângulos vermelhos).	69
Figura 7.1.6 – Esquema com as temperaturas do ciclo, para o período de alta carga térmica.	70
Figura 7.1.7 – Resultados do ciclo para o período de alta carga térmica (destaque para as vazões, potências e temperaturas de interesse, marcadas com retângulos vermelhos).	71
Figura 7.1.8 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de Recife, PE (Brasil).	75
Figura 7.1.9 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).	76
Figura 7.2.1 – Potência a ser fornecida pelo evaporador (considerado acumulação de energia) e Carga Térmica do CPD, em função do tempo.	78
Figura 7.2.2 – Esquema com as temperaturas do ciclo, para o caso de acumulação de energia.	79
Figura 7.2.3 – Resultados do ciclo de refrigeração com acumulação (destaque para as vazões, potências e temperaturas de interesse, marcadas com retângulos vermelhos).	80
Figura 7.2.4 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar (além do excedente de potência obtida no painel) e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de Recife, PE (Brasil).	84
Figura 7.2.5 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).	85

- Figura 7.3.1 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em série) no mês de Novembro para a cidade de Recife, PE (Brasil). 91
- Figura 7.3.2 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em série) no mês de Novembro para a cidade de São Paulo, SP (Brasil). 92

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.2.1 – Coeficientes “ A_{ij} ”	37
Tabela 5.3.1 – Propriedades termodinâmicas da mistura de LiBr/H ₂ O no gerador.....	40
Tabela 5.4.1 – Propriedades termodinâmicas da mistura de LiBr/H ₂ O no absorvedor.	42
Tabela 7.1.1 – Perfil da Carga Térmica do CPD.	67
Tabela 7.1.2 – Potência térmica a ser fornecida ao gerador, temperaturas de entrada e saída da água no painel solar, e vazão da mistura de LiBr/H ₂ O que sai do absorvedor (mistura rica em refrigerante), em função do tempo.	72
Tabela 7.1.3 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de Recife, PE (Brasil).	73
Tabela 7.1.4 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).	74
Tabela 7.1.5 – Participação média mensal da Energia Solar em cada cidade estudada.	77
Tabela 7.2.1 – Potência térmica a ser fornecida ao gerador, e temperaturas de entrada e saída da água no painel solar.	81
Tabela 7.2.2 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de Recife, PE (Brasil).	82
Tabela 7.2.3 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).	83
Tabela 7.2.4 – Participação mensal da Energia Solar para cada cidade estudada.	86
Tabela 7.3.1 – Potência térmica a ser fornecida ao gerador, temperatura de entrada da água no painel solar, e vazão da mistura de LiBr/H ₂ O que sai do absorvedor (mistura rica em refrigerante), em função do tempo.....	87
Tabela 7.3.2 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de Recife, PE (Brasil).	89
Tabela 7.3.3 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).	90

Tabela 7.3.4 – Participação média mensal da Energia Solar em cada cidade estudada.	93
Tabela 7.4.1 – Comparativo da participação energética solar em cada cidade estudada, nos casos de ausência e presença do acumulador de energia (localizado apenas no evaporador).	94
Tabela 7.5.1 – Comparativo da participação energética solar em cada cidade estudada, nos casos de arranjo em paralelo e em série das fontes de calor do sistema.	97
Tabela 7.6.1 – Parâmetros do ar de insuflação no sistema de ar condicionado, e do ar no ambiente interno do CPD, para cada cidade estudada.	98
Tabela 7.6.2 – Vazão mássica de ar de insuflação necessária no sistema de ar condicionado, para cada cidade estudada.	98
Tabela 7.6.3 – Cálculo da Entalpia do Ar Exterior, considerando os dados climáticos médios para cada cidade estudada, em função do tempo.	99
Tabela 7.6.4 – Viabilidade do Ciclo Economizador para a cidade de Turim, TO, Itália (Ano: 2003), considerando os dados de entalpia do ar de insuflação e externo em função do tempo.	100
Tabela 7.6.5 – Vazões de ar externo (Ciclo Economizador) na cidade de Turim, TO, em função do tempo.	101
Tabela 7.6.6 – Participação da Energia Solar para a cidade de Turim, TO (Itália), no período compreendido entre os meses de maio a setembro.	102
Tabela 7.7.1 – Consumo e economia de gás natural para o ciclo de refrigeração por absorção na cidade de São Paulo, SP (Brasil).	103
Tabela 7.7.2 – Investimento inicial para a compra, frete e instalação dos painéis solares.	103
Tabela 7.7.3 – Custo do gás natural.	104
Tabela 7.7.4 – Parcela de amortização e “ <i>pay-back</i> ” do investimento.	104

1. INTRODUÇÃO

O problema da energia acompanha a humanidade desde o aparecimento das primeiras civilizações organizadas. A primeira fonte de energia a ser explorada pelo homem é a mais simples: a energia biológica da força muscular humana ou animal. O homem começou a se libertar da escravidão com o progresso e expansão das fontes de energia exploradas. Não é por coincidência que no século XIX, no qual a escravidão foi abolida na maior parte do mundo ocidental, ocorre a criação do motor a vapor (Fonte: DISCOVERY BRASIL).

Antes da Revolução Industrial, no entanto, não faltaram fontes de energia diferentes da biológica. Basta pensar na energia térmica, presente na história desde tempos pré-históricos (a descoberta do fogo). A energia térmica é utilizada pelo homem para aquecer e iluminar casas e cozinhar alimentos. O mundo antigo é uma imensa floresta virgem, e a fonte de energia de energia térmica (a madeira) é a abundância para todos.

Outra fonte de energia do mundo antigo é o vento, usados para navegação em mares revoltos, e para moer alimentos. Bem como a energia das correntes de água, também usada em moinhos para girar as pás e em máquinas de pequeno porte. O uso de moinhos é limitada aos lugares onde a água possua uma corrente forte, poderosa e suficientemente constante.

Atualmente, o homem vive em um mundo de máquinas e equipamentos movidos a fontes não-renováveis de energia, a partir da ingênua idéia de que estas são as menos dispendiosas: geralmente são máquinas ineficientes, e as principais causadoras da poluição na Terra. O uso da energia renovável para atividades produtivas ainda é muito limitado: o custo da tecnologia também é muito alto e pouco acessível. A pesquisa em torno das fontes renováveis está sendo cada dia mais importante: este trabalho foca justamente a utilização dos recursos energéticos mais básicos à vida na Terra: a energia solar.

1.1. Utilização racional para poupar energia

Poupar energia, estritamente falando, significa economizar fontes energéticas não-renováveis: a economia na queima de petróleo, gás natural, combustíveis sólidos e/ou materiais fósseis pode ser considerada uma poupança. Assim sendo, pode-se supor que muitas das fontes de energia naturais renováveis não podem ser economizadas. Por exemplo: não se pode poupar a energia solar incidente no solo ou o vento que sopra. Mas estas mesmas fontes renováveis podem muitas vezes ser um meio de redução do consumo de fontes não-renováveis. Assim, a redução do uso da energia não-renovável é uma forma de energia renovável, e vice-versa.

A poupança de energia é uma meta, enquanto que a utilização racional da mesma (e, portanto, a aplicação de tecnologias eficientes) é o meio ou o método: é o que permite, na prática, reduzir o consumo dos recursos energéticos. Existem dois tipos de utilização racional da energia:

- Investimentos para instalação de filmes solares nos vidros, de modo a reduzir a parcela da radiação solar dentro do ambiente (economia indireta de energia: redução do uso do ar condicionado);
- Investimentos para produzir e instalar sistemas de aquecimento e/ou geração de eletricidade através de painéis solares (economia direta de energia), ainda tendo uma redução no consumo de combustível.

O que determina a escolha dos métodos de economia (direta ou indireta) de energia é o EROEI (do inglês, significa retorno energético do investimento energético) e o ROI (do inglês, retorno econômico sobre o investimento). O objetivo é reduzir o consumo, mantendo os mesmos níveis de conforto e serviço, garantindo uma viabilidade econômica.

Para promover a redução de consumo de energia, possível através da utilização de energia e tecnologias eficientes, podem ser estabelecidas por lei normas mínimas de eficiência energética, com incentivos para a adoção de medidas mais eficientes do padrão (incentivos não necessariamente econômicos). Mesmo a economia da matéria-prima contribui para a redução de consumo de energia, sabendo-se que, para obter a mesma, é necessário o uso

de energia. Assim, a reciclagem de resíduos, a redução dos mesmos, e reutilização dos produtos é primordial para a conservação da energia.

O significado mais comum para economizar energia é usar menos energia em nossas ações diárias, e pode ser realizada através de um comportamento inteligente e virtuoso, como: desligar as luzes quando estas não forem necessárias, usar veículos mais eficientes e de menor consumo (exemplo: ir de bicicleta em cidades congestionadas). Neste sentido, não há limite para a poupança de energia: é uma forma que se relaciona com a sensibilidade, ética e inteligência individual.

Neste comportamento virtuoso, pode-se até dispensar o conforto, mas não de forma obrigatória: comportamentos inteligentes permitem economia significativa de energia sem renúncias em especial. Cada um deve saber a determinação de sobriedade e capacidade, a inteligência e equilíbrio. Em suma, a redução no consumo de energia pode ser obtida com o comportamento diário que pode ser descrito como inteligente, sendo parte do conhecimento de um indivíduo.

Basicamente, é possível operar em três níveis para racionalizar e otimizar a eficiência da cadeia de abastecimento e, conseqüentemente, reduzir o impacto ambiental:

- No momento da retirada do combustível (poços de petróleo, minas, barragens, etc);
- Durante a conversão da fonte de energia (de fontes primárias, tais como combustível e energia solar, obter combustíveis refinados como a gasolina, ou eletricidade);
- No momento da utilização (transportes, eletrodomésticos, aquecimento, processos industriais, etc).

Para promover a "redução de consumo inteligente de energia", ações de informação, sensibilização e promoção cultural devem fazer parte do comportamento diário, já que esta não pode ser imposta por lei, e nem se pode esperar muito para que possam ser adotadas de forma voluntária em grande escala e curto prazo, embora seja desejável e certamente mais vantajoso economicamente e ambientalmente.

1.2. A energia solar

A energia solar é uma fonte primária de energia por excelência. Anualmente, o Sol irradia sobre a terra 19 trilhões de TEP (tonelada equivalente de petróleo), enquanto a demanda mundial de energia é de cerca de 8 bilhões de TEP. Praticamente toda a energia que é utilizada hoje se originou a partir de radiação solar, incluindo os combustíveis fósseis.

O calor resultante da radiação solar pode ser “capturado” de muitas maneiras, e utilizado para as necessidades de energia diferentes, tais como uma simples forma de energia térmica, útil para a produção de água quente sanitária e aquecimento, mas também para o resfriamento de um ambiente (através de um ciclo de absorção), energia elétrica ou energia mecânica.

As tecnologias atuais permitem ainda mais tipologias energéticas, e pode-se acumular energia térmica de muitas maneiras e para diversos usos. O potencial obtido pelo calor do Sol é capaz de satisfazer uma quantidade considerável da necessidade térmica e elétrica, podendo até mesmo ser utilizada para a produção de biocombustíveis.

1.3. O paradoxo do “Ar Condicionado Solar”

Existe um mito de que nosso padrão de vida deve ser reduzido a fim de evitar os efeitos das alterações climáticas, mas a realidade é que as alternativas não envolvem o sacrifício de conforto.

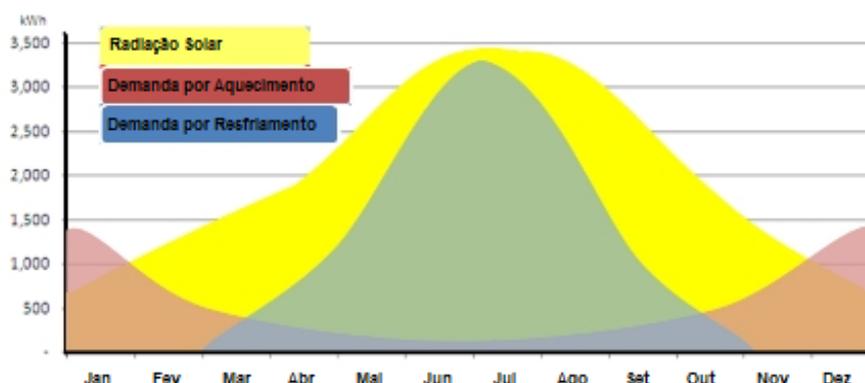


Figura 1.3.1 – Consumo médio de energia em residência de uma família, e energia solar disponível ao longo do ano na Europa (Fonte: ANNUAL ENERGY DEMAND).

O conforto térmico nos edifícios onde passamos a maior parte dos dias e noites é geralmente mantido com altos custos ambientais. O problema é que o consumo de eletricidade na Europa provém quase totalmente dos combustíveis fósseis, com grande potencial de poluição, sem ainda mencionar que eles são fontes não-renováveis. Já no Brasil, a grande dependência da energia proveniente de hidroelétricas faz com que, em tempos de longa estiagem, ocorram racionamentos e “apagões” de eletricidade.

Pedir aos consumidores para reduzir a sua conveniência não é uma solução realista para evitar os efeitos da mudança climática. Não importa a consciência ambiental: a maioria dos consumidores não mudará o seu padrão de vida apenas por este motivo. Em vez disso, o principal motivo que leva os consumidores a uma mudança é definitivamente ligado ao seu custo final.

Assim, o problema recai nas mãos do setor energético para encontrar soluções inovadoras e realistas. Estas soluções viáveis devem reduzir as emissões de CO₂ e poluição sem sacrificar o conforto. Para isso, é necessário pensar em novas formas, saindo das fontes convencionais de energia e começar a desenvolver novas fontes de energia renováveis: quebrar paradigmas e, em seguida, demonstrar os paradoxos. A idéia proposta neste trabalho é a de explicar como o Sol pode ser usado para resfriar os nossos edifícios, e como esse paradoxo pode ser modelado e demonstrado.

Existem quatro categorias principais de tecnologias que exploram o potencial do Sol para fornecer soluções de aquecimento:

- Tecnologia solar térmica;
- Energia elétrica, através da célula fotovoltaica (PV);
- Concentração de energia solar (CSP);
- Tecnologia de torre de energia solar.

Um mito que se manteve por muito tempo é baseado no fato de que a energia solar pode ser utilizada apenas para o aquecimento ou eletricidade. Existe a possibilidade de explorar a luz solar para obter a refrigeração: é possível utilizar os raios solares de maneira inovadora, sendo neste contexto que o resfriamento solar entra em jogo, usando um coletor solar para captar energia térmica e, em seguida, transformando-a em refrigeração com uso mínimo de energia elétrica através de um ciclo por absorção.

Além disso, o Sol fornece mais energia para aquecimento durante o verão, justamente quando a demanda por aquecimento é muito baixa. A época do ano quando o resfriamento é necessário é quando o Sol fornece mais energia. Portanto, o potencial de refrigeração a partir da radiação obtida do Sol será grande, a qual não é usada nos dias de hoje: o "resfriamento solar" oferece consideráveis benefícios ambientais, financeiros e sociais, em comparação com o resfriamento utilizando energia não-renovável, fornecida para os ciclos convencionais de refrigeração.

O Sol pode ser a maior fonte de energia à nossa disposição hoje, prometendo até a independência de combustíveis fósseis: a tecnologia solar é muito promissora, mas o acúmulo de energia durante a noite e o mau tempo ainda é um problema de ordem técnica deste sistema. Enquanto isso, os sistemas convencionais têm desvantagens nos seguintes componentes:

- Compressores: pouco eficientes, consomem muita eletricidade;
- Fluido refrigerante utilizado pode danificar a camada de ozônio da atmosfera.

Devido aos altos preços da eletricidade, e alta demanda de refrigeração em alguns países, seu uso torna ainda maior o custo. O uso extensivo de sistemas de energia com alto consumo durante o horário de pico também pode levar a uma sobrecarga de energia e possível blecaute nas distribuidoras elétricas.

Uma combinação inovadora de aquecimento, água quente e tecnologia de resfriamento é uma das soluções possíveis de serem implantadas: energia solar para aquecimento durante o inverno e resfriamento no verão, utilizando todo o potencial ao longo do ano. Desenvolver sistemas de energia solar para uso em ciclos de refrigeração por absorção pode levar à conseqüente redução de energia e emissão de dióxido de carbono, sem sacrificar o conforto.

Os sistemas que utilizam fontes solares atualmente promovem o aquecimento do ambiente, de piscinas, arrefecimento de ambientes climatizados e água de reuso para moradias, condomínios, hotéis, prédios de escritórios e hospitais em todo o mundo. Os edifícios são servidos com sistema de ar condicionado no verão, aquecimento no inverno, e água de reuso durante o dia e a noite.

Um investimento em um sistema de climatização solar poderia poupar energia ao longo do tempo, que culmina na redução das emissões de dióxido de carbono. Os picos de energia e a possibilidade de blecaute são também menos prováveis nos horários de pico. O paradoxo utiliza a tecnologia já comprovada (ciclo de refrigeração) aproveitando a maior fonte de energia disponível ao homem sem gerar a poluição das fontes de energia convencionais: isso mostra que o conforto pode ser alcançado sem custos elevados.

2. OBJETIVOS

O objetivo proposto para este trabalho é o estudo de um ciclo de refrigeração por absorção que possa aproveitar os raios solares como fonte de energia. Por meio do *software* EES (*Engineering Equation Solver*), pretende-se realizar a modelagem e a simulação de um ciclo por absorção de brometo de lítio em água (LiBr/H₂O) utilizando com fonte de calor vapor gerado por meio de coletores solares.

Foram identificados parâmetros do sistema em análise que poderiam ser modificados, de modo a avaliar o comportamento do sistema, e tornar possível a utilização da radiação do Sol sobre um painel solar como fonte de calor. Fez-se um detalhamento teórico relativo ao ciclo de refrigeração por absorção em questão, fundamental para a compreensão do mesmo.

A partir de um modelo semi-empírico de um painel solar, fez-se uma análise da aplicação do sistema, como um todo, para algumas cidades e suas respectivas condições climáticas, a fim de determinar temperaturas ideais de funcionamento e obter respectivas potências de saída e coeficientes de rendimento (representado pela sigla em inglês COP, *coefficient of performance*).

Sendo assim, é possível avaliar a parcela correspondente à energia solar que pode ser realmente aproveitada pelo ciclo, provocando uma economia energética e incentivando futuros trabalhos que possam aumentar a eficiência do sistema como um todo, de modo a preservar recursos energéticos poluentes e não-renováveis.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para iniciar este trabalho de conclusão de curso, foi imprescindível o estudo de uma série de ciclos de refrigeração. De uma forma geral, a teoria neles empregada é muito bem explicada em livros consagrados na área, além da publicação de inúmeros artigos com as mais diversas experiências. O dimensionamento dos ciclos é demonstrado nos catálogos dos fabricantes (disponíveis nos próprios *sites* das empresas pela Internet). Todas as referências bibliográficas descritas a seguir contribuíram para o estudo, a modelagem e a simulação do sistema de climatização solar proposto neste trabalho.

Entende-se que o ciclo de refrigeração por absorção é uma variação do ciclo convencional, e por isso é justificável começar uma descrição básica contida em Van Wylen (2003). Este traz uma introdução aos ciclos frigoríficos, explicando de forma clara e precisa cada processo (partindo do ideal e chegando ao real), apresentando também diagramas e fluxogramas simplificados e bastante didáticos.

Van Wylen (2003) também descreve o “ciclo frigorífico por absorção de amônia”, fugindo um pouco do escopo deste trabalho pelo simples fato de usar outro fluido de trabalho: aqui será descrito o ciclo por absorção de brometo de lítio em água (LiBr/H₂O). Este detalhe não influencia a descrição dos outros componentes do sistema nesta referência, e nem interfere no fluxograma de operação do mesmo: a grande diferença entre os fluidos de trabalho está na sua faixa de temperaturas de utilização no ciclo, e será melhor detalhada ao longo deste trabalho.

Outra referência importante é *Handbook of Fundamentals* da ASHRAE (2006), que traz de forma mais detalhada um tópico sobre os ciclos de refrigeração por absorção: neste caso, é apresentado o sistema que utiliza como refrigerante a solução de brometo de lítio. Nesta referência foi possível verificar as características físicas e do funcionamento do ciclo de forma mais detalhada.

Kreider (1982) apresenta o ciclo de refrigeração por absorção ao conceito de obtenção de calor a partir de um painel solar. Descreve adequadamente o aproveitamento da energia solar em edificações, tanto para aquecimento quanto para o resfriamento e até geração de energia (com as células fotovoltaicas), e inclui também um estudo econômico associado ao uso da cogeração.

Para entender o comportamento do fluido refrigerante em questão (LiBr/H₂O), fez-se uso do estudo experimental realizado por McNeely (1985), que propôs o equacionamento de propriedades termodinâmicas (como entalpia, capacidade térmica e entropia) do brometo de lítio em função da sua concentração em massa na água.

Incropera (2002), cita as diferentes formas de transferência de calor (condução, convecção e radiação): que permitiu um estudo adequado do fenômeno da radiação solar, sendo bastante útil para descrever os conceitos fundamentais da radiação.

Uma experiência de sucesso feita com ciclos de refrigeração por absorção utilizando a energia solar é a descrita no trabalho de Bermejo (2010). No trabalho é apresentada uma planta de cogeração, que utiliza gás e energia solar para climatizar o ar do edifício da Escola de Engenharia de Sevilha, na Espanha.

O sistema conta com um concentrador de energia solar (CSP) do tipo Fresnel de 352m², correspondendo por até 75% do total de energia requisitado pelo sistema: o ciclo de duplo efeito conseguiu uma efetiva redução no consumo de gás natural nos dias claros (em dias nublados, a participação da energia solar era de 40%). Também foi concluído que a eficiência do concentrador pode ser reduzida à metade, caso haja sujeira nos espelhos: isso mostra a necessidade de uma manutenção contínua e preventiva.

Pesquisou-se alguns fabricantes dos componentes utilizados através da Internet, e foram obtidos catálogos, com simples explicação, mas interessantes para uma maior compreensão dos fenômenos envolvidos. Os fabricantes podem ser divididos em:

- Máquinas de refrigeração por absorção (conhecidos como “*chillers*”): York, Carrier, Robur, Yazaki;
- Torre de resfriamento: Evapco;
- Painéis solares: Dow Corning.

O tutorial do *software* EnergyPlus foi também utilizado para realizar a modelagem do painel solar: esta referência foi útil para descrever as variáveis que são utilizadas para o estudo da radiação solar sobre um coletor: apesar do *software* não ter sido diretamente utilizado neste trabalho, o seu tutorial apresentou papel fundamental para a modelagem do coletor solar.

4. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

4.1. As Leis da Termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica relaciona as mudanças de estado detectadas num dado sistema às quantidades de energia, na forma de calor e trabalho, que são transferidas no processo analisado: esta é considerada a Lei da Conservação da Energia, e para este trabalho, deve ser aplicado a um sistema que efetua um ciclo.

No entanto, a Primeira Lei não impõe nenhuma restrição quanto às direções dos fluxos de calor e trabalho: num sentido amplo, a Segunda Lei da Termodinâmica indica que todos os processos conhecidos ocorrem num certo sentido e não no oposto. Sabe-se que é impossível construir uma máquina no qual o único efeito seja transferir calor espontaneamente de um corpo de temperatura mais baixa a um outro corpo cuja temperatura é mais alta (VAN WYLEN, 2003).

Este tipo de evidência levou à formulação da Segunda Lei, e sendo assim, um ciclo somente ocorrerá se ambas as leis forem satisfeitas. Acompanhando esta regra, é possível transferir calor de um corpo cuja temperatura é mais baixa a um outro corpo de temperatura mais alta, desde que seja fornecida uma dada energia neste sistema (na forma de trabalho, no caso do compressor, utilizado comumente nos ciclos de refrigeração).

4.2. Introdução aos ciclos frigoríficos

Segundo o postulado de Clausius, é impossível transferir energia sob a forma de calor de forma espontânea de uma fonte fria para uma fonte quente. Para que tal aconteça, é necessário fornecer trabalho ao sistema (como mostrado na Figura 4.2.1), obtendo-se assim uma máquina frigorífica, que é o objeto de estudo deste trabalho.

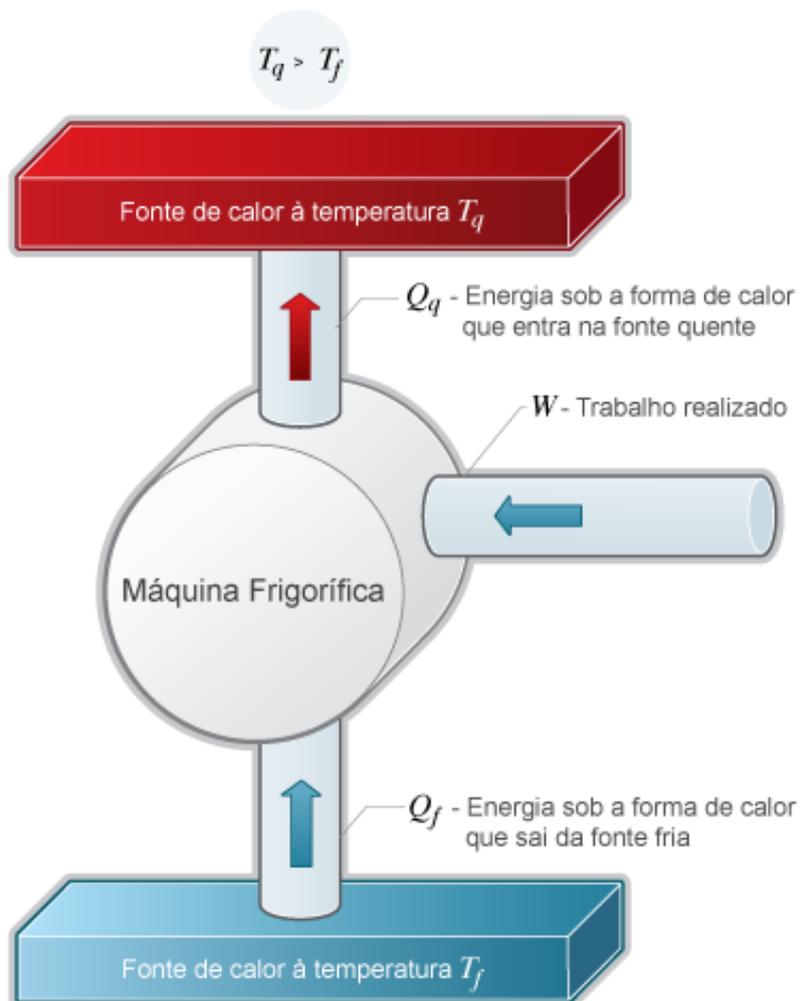


Figura 4.2.1 – Esquema termodinâmico de uma máquina frigorífica (Fonte: E-ESCOLA).

Deste modo, a energia sob a forma de calor que é transferida para a fonte quente é igual à soma da energia, sob a forma de calor, retirada da fonte fria, com o trabalho necessário para que ocorra este fluxo de energia:

$$|Q_q| = W + |Q_f|$$

O ciclo frigorífico é uma aplicação prática da Segunda Lei da Termodinâmica, e é representado por um ciclo termodinâmico composto por quatro processos, comumente chamado de Ciclo de Carnot inverso, que tem como objetivo retirar calor de um corpo a uma temperatura mais baixa (no caso, o ambiente que terá o ar condicionado) cedendo-o a um corpo cuja temperatura é maior (o ambiente externo), acrescentando energia ao sistema:

- Sob a forma de eletricidade, no ciclo frigorífico por compressão de vapor (a eletricidade vai para um compressor, que irá realizar trabalho);
- Sob a forma de energia térmica, no ciclo frigorífico por absorção (que ainda será mais bem detalhado ao longo deste trabalho).

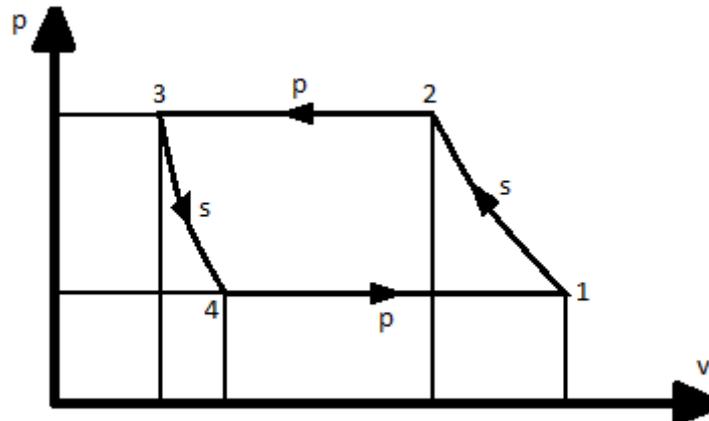


Figura 4.2.2 – Ciclo de refrigeração baseado em quatro processos.

O ciclo ideal de refrigeração a vapor pode ser representado pela Figura 4.2.2. Este ciclo inteiro pode ocorrer dentro do domo que representa os estados líquido-vapor e que, neste caso, o ciclo é composto por dois processos isobáricos e isotérmicos (4-1 e 2-3), intercalados por dois adiabáticos (1-2 e 3-4). O trabalho líquido requerido pelo ciclo é igual a área limitada pelas linhas que correspondem aos processos 1-2-3-4-1, independentemente do processo ocorrer em regime permanente ou em um conjunto cilindro-pistão.

4.3. Ciclos frigoríficos por Compressão de Vapor

O ciclo frigorífico mais conhecido e utilizado hoje em dia é o que emprega a compressão de um fluido refrigerante através de um compressor, geralmente acionado por energia elétrica. Para explicá-lo, parte-se do ciclo ideal de refrigeração, que opera com fluidos de trabalho que apresentam mudança de fase ao longo do mesmo, e pode ser representado esquematicamente na Figura 4.3.1.

Inserindo o ciclo da Figura 4.2.2 na região de saturação (que representa os estados líquido-vapor de um dado fluido), pode-se notar que o ponto 3 do

gráfico corresponde a uma condição de líquido saturado à temperatura de condensação (a uma pressão mais alta) do fluido. Já o ponto 1 do gráfico deve ser colocado na condição de vapor saturado à temperatura de evaporação (a uma pressão mais baixa) do fluido.

Para realizar o ciclo ideal, um fluido **refrigerante** (fluido que sofrerá as transformações ao longo do ciclo) em circulação entra no **compressor** sob a forma de vapor (a uma baixa pressão), o qual é comprimido a uma entropia constante a partir de energia na forma de trabalho externo. O fluido sai superaquecido do compressor (processo 1-2).

Este vapor superaquecido desloca-se então através do **condensador**, que primeiro o arrefece (removendo o superaquecimento) e depois o condensa a temperatura constante (processo 2-3). O fluido refrigerante se transforma em líquido através da transferência de calor para o meio externo, processo que ocorre a uma pressão constante (alta pressão do ciclo). A temperatura do meio externo deve sempre ser menor que a temperatura de condensação do fluido, de modo a transferir calor espontaneamente do fluido para o exterior dos dutos do condensador.

Após atingir a condição do ponto 3 na Figura 4.2.2 (líquido saturado à temperatura do condensador), o fluido sofre uma diminuição de pressão até chegar na condição de baixa pressão do ciclo. Isto implica que a expansão isoentrópica (processo 3-4) ocorrerá na região bifásica com título baixo, e como consequência, o trabalho realizado por este processo será pequeno, não sendo viável o uso de um dispositivo para a sua recuperação.

Assim, é colocado um dispositivo de estrangulamento, que pode ser uma **válvula de expansão** ou um tubo de pequeno diâmetro com um comprimento pré-estabelecido, de forma a rebaixar a alta pressão do condensador para a baixa pressão do ciclo, diminuindo também a sua temperatura (processo 3-4).

Atingida a condição do ponto 4 na Figura 4.2.2 (região bifásica com título baixo), o fluido recebe calor do ambiente climatizado. Este ambiente se encontra a uma temperatura mais alta que o fluido, transferindo calor de forma espontânea ao refrigerante, por meio do **evaporador**. Este processo idealmente ocorre à temperatura e pressão (que é a baixa pressão do ciclo)

constantes, e faz com que o refrigerante evapore até a condição de vapor saturado.

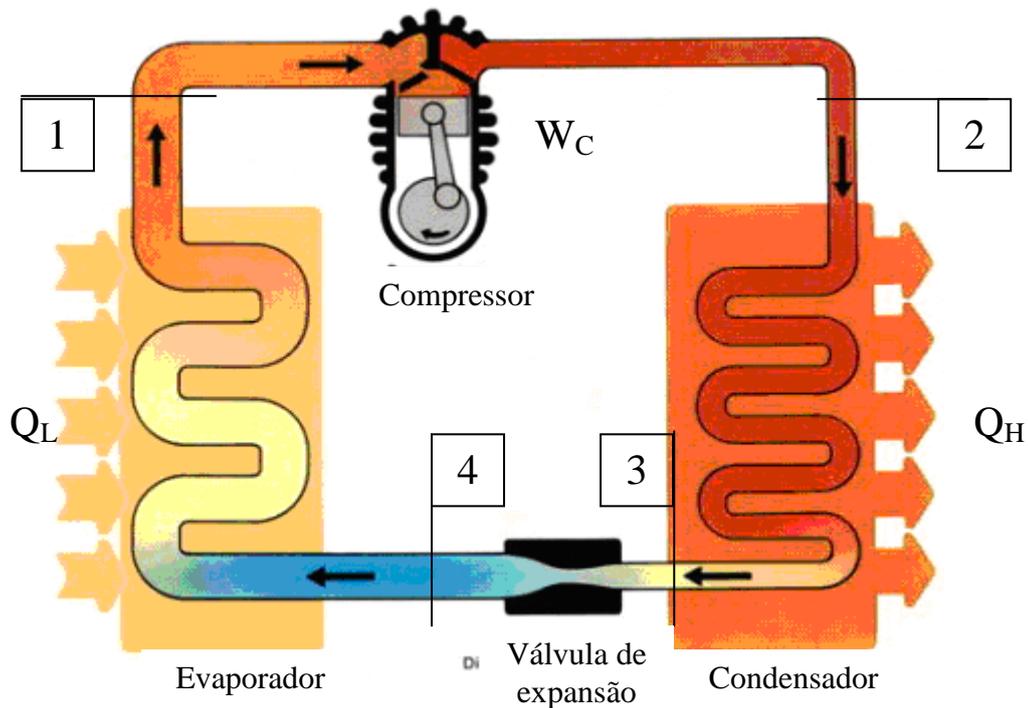


Figura 4.3.1 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por compressão de vapor (Fonte: E-ESCOLA).

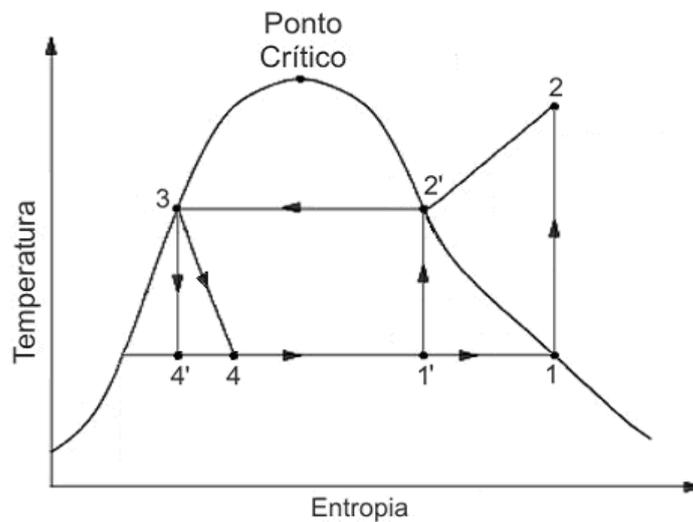


Figura 4.3.2 – Diagrama temperatura – entropia do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

O ciclo resultante denomina-se ideal para os ciclos de refrigeração por compressão de vapor, podendo ser visto na Figura 4.3.2, no qual vapor saturado a baixa pressão entra no compressor e sofre uma compressão adiabática reversível 1-2. Calor é então rejeitado a pressão constante no processo 2-3 e o fluido refrigerante deixa o condensador como líquido saturado. O próximo processo é um estrangulamento adiabático (processo 3-4), e o refrigerante é então vaporizado a pressão constante (processo 4-1), para completar o ciclo.

Pode-se também identificar, na Figura 4.3.2, o ciclo de Carnot inverso (1'-2'-3-4'-1'). A razão do afastamento do ciclo ideal para o ciclo de Carnot consiste na conveniência de se ter um compressor que opere apenas com vapor, e não com uma mistura de líquido e vapor, como seria necessário no processo 1'-2'. Além disso, o processo de expansão na válvula ocorre adiabaticamente (conseqüentemente a entalpia constante), acarretando um aumento de entropia no processo 3-4. A medida de desempenho deste ciclo de refrigeração é dada em função do coeficiente de eficácia (β), definido como:

$$\beta = \frac{q_L}{|w_c|}$$

4.4. Fluidos de Trabalho para Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapor

No início do desenvolvimento de sistemas de refrigeração fluidos como a amônia e o dióxido de enxofre eram utilizados como fluidos de trabalho (fluidos refrigerantes) nos sistemas frigoríficos baseados na compressão de vapor. Ambas as substâncias foram importantes no início da implantação das máquinas frigoríficas, mas, devido a sua toxicidade, foram sendo descartadas. Hoje se verifica um retorno, principalmente da amônia, em função do seu baixo impacto ambiental.

Atualmente, os principais fluidos refrigerantes utilizados nos ciclos por compressão de vapor são os hidrocarbonetos halogenados: o Freon-12 (também conhecido como R12, ou diclorodifluormetano: CCl_2F_2) é o mais usado nas geladeiras domésticas. Este grupo de substâncias, comumente

conhecidas como CFC's (clorofluorcarbonetos) são quimicamente estáveis a temperatura ambiente (especialmente aquelas que apresentam menos átomos de hidrogênio na molécula).

Esta estabilidade é necessária para que a substância seja um fluido de trabalho adequado, mas pode provocar efeitos devastadores no meio ambiente se o gás escapar para a atmosfera. Devido à própria estabilidade, o gás gasta muitos anos difundindo na atmosfera até atingir a estratosfera, onde a molécula é dissociada e libera o cloro, que por sua vez, destrói a camada protetora de ozônio presente na estratosfera.

Por este motivo, é de grande importância a eliminação completa dos refrigerantes R11 e R12, e desenvolver um substituto adequado. Os CFC's que contém hidrogênio (HCFC's), como o R22, apresentam vida média mais curta na atmosfera e assim não alcançam a estratosfera. Por sua vez, os fluidos mais desejáveis são aqueles que não apresentam cloro na sua composição (os chamados HFC's).

Como o fluido refrigerante sofre uma mudança de fase durante o processo de transferência de calor, a pressão do mesmo será a de saturação durante os processos de fornecimento e rejeição de calor. Baixas pressões significam grandes volumes específicos e, correspondentemente, grandes equipamentos, e vice-versa. Em particular, as pressões devem ser bem menores que a pressão crítica, enquanto que para temperaturas muito baixas, pode ser usado um sistema em cascata (sistema fluido binário).

Já o tipo de compressor varia com o tipo de refrigerante: os compressores alternativos são apropriados para operar com volumes específicos baixos e pressões altas, enquanto os centrífugos são mais apropriados para operar com volumes específicos altos e pressões baixas.

A escolha de cada componente deve levar em conta naturalmente o desejo de fornecer o maior coeficiente de eficácia, desde que outros fatores o permitam, tais como: tendência de causar corrosão, miscibilidade com o óleo do compressor, rigidez dielétrica, estabilidade e custo. Também, para dadas temperaturas de evaporação e condensação, os refrigerantes não proporcionam o mesmo coeficiente de eficácia para o ciclo ideal.

4.5. Afastamento do Ciclo Frigorífico Real de Compressão de Vapor em relação ao Ciclo Ideal

O ciclo real de refrigeração se afasta do ciclo ideal principalmente devido às perdas de carga associadas ao escoamento do fluido de trabalho e à transferência de calor para ou do meio envolvente. Em um compressor real, ocorrem irreversibilidades e transferência de calor para ou o meio (dependendo da temperatura do refrigerante e do meio).

A temperatura do líquido que deixa o condensador é inferior à temperatura de saturação (no ciclo ideal). Além disso, mais perdas de calor entre o condensador e a válvula de expansão podem acontecer. Há também uma queda de pressão quando o refrigerante escoar através do evaporador. O refrigerante pode estar levemente superaquecido quando deixa o evaporador e, devido à transferência de calor do meio, a temperatura pode aumentar na tubulação entre o evaporador e o compressor: esta transferência de calor representa uma perda, porque ela aumenta o trabalho do compressor (o volume específico do fluido que entra no equipamento é maior).

4.6. O Ciclo Frigorífico por Absorção

O ciclo frigorífico por absorção difere do ciclo por compressão de vapor na maneira pela qual a compressão é efetuada. Ao invés de comprimir um gás, uma solução é bombeada a uma pressão superior no ciclo de absorção, que é assim chamado por utilizar uma substância para absorver o fluido refrigerante. Isto é feito para que se possa elevar a pressão de vapor do refrigerante em uma solução líquida.

Uma vez que o trabalho de compressão é proporcional à variação de volume, elevar a pressão de um líquido, que é incompressível, com uma bomba requer muito menos trabalho do que elevar a pressão de um vapor com um compressor. Para um processo reversível, em regime permanente e com variações desprezíveis de energias cinética e potencial, o trabalho é igual à integral do produto entre o volume e a variação infinitésima de pressão.

$$W = - \int v \cdot dp$$

Como o volume específico do líquido é muito menor que o volume específico do vapor, o sistema de absorção consome muito menos trabalho. Entretanto, para funcionar, este tipo de ciclo requer uma fonte térmica de temperatura relativamente alta para separar a solução entre refrigerante e absorvente. A Figura 4.6.1 mostra o esquema de um ciclo de refrigeração por absorção e seus componentes.

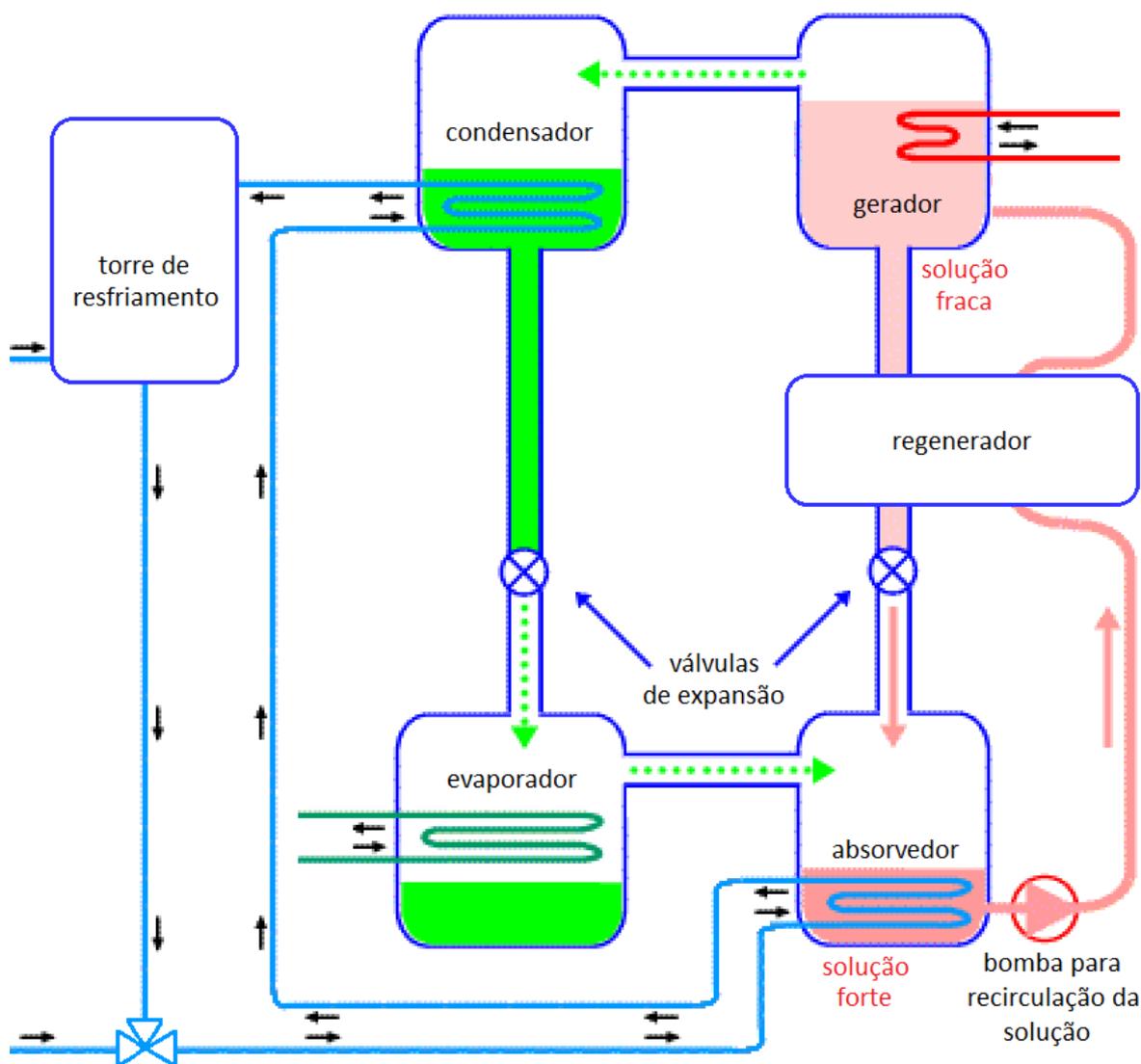


Figura 4.6.1 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção de simples estágio.

Podem ser utilizadas diversas misturas no ciclo, e dentre as mais utilizadas, é possível citar:

- A solução de brometo de lítio em água ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$), na qual o brometo de lítio faz o papel de absorvente, enquanto a água é o fluido refrigerante (só pode ser utilizado para temperaturas de refrigeração maiores do que 0°C);
- A mistura de água e amônia ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), na qual a água é o absorvente e a amônia é o refrigerante (pode ser utilizado para temperaturas menores do que 0°C).

Para o escopo deste trabalho, será abordado apenas o sistema que utiliza a solução de brometo de lítio em água ($\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$). O brometo de lítio é o sal de lítio do ácido bromídrico, e possui as seguintes características químico-físicas:

- À temperatura ambiente, é um sólido branco inodoro;
- Composto nocivo em caso de ingestão;
- Massa molecular é igual a: $MM = 87 \text{ g/mol}$;
- Completamente solúvel em água a 20°C ;
- Temperatura de fusão: $\theta_f = 547^\circ\text{C}$;
- Temperatura de ebulição: $\theta_e = 1265^\circ\text{C}$

O ciclo principal da máquina de absorção pode ser dividido em quatro componentes, cujo funcionamento neste ciclo de refrigeração está descrito a seguir:

- Gerador: por meio de uma fonte de calor externa (como, por exemplo: a queima de combustível, a absorção da radiação solar através de um painel solar, a transferência de calor de fonte geotérmica, etc.), a mistura entre absorvente e fluido refrigerante é aquecida. Em um dado momento, o fluido refrigerante (que é sempre a espécie química mais volátil da mistura) evapora, deixando neste compartimento uma solução fraca em fluido refrigerante. Em outras palavras, através da transferência de calor para o gerador, a água da mistura $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ sofre transformação de fase para se tornar vapor, a qual é enviada ao condensador,

enquanto o concentrado de brometo de lítio se deposita no fundo do gerador, sofrendo uma queda de pressão em uma válvula de expansão, podendo assim passar para o absorvedor.

- Condensador: a água pura no estado gasoso entra no condensador, onde se condensa, transferindo energia ao meio externo (neste caso, sendo dissipada na torre de resfriamento). Desta forma, após condensar-se, a água no estado líquido vai para a válvula de expansão, onde tem a pressão reduzida, e é enviada ao evaporador.
- Evaporador: a água, após passar pela válvula de expansão, tem a sua temperatura e pressão reduzidas, de modo a receber calor do meio no qual se deseja efetuar o resfriamento. Sendo assim, o evaporador tem a função de trocar o calor do ambiente para a água, tendo como consequência a evaporação da mesma. Após sofrer uma completa transformação de fase, a água na forma de vapor saturado é transferida para o absorvedor.
- Absorvedor: o vapor d'água produzido no evaporador chega ao absorvedor, onde também chega a solução fraca em fluido refrigerante (solução concentrada de brometo de lítio), que passou por uma válvula de expansão após sair do gerador. As duas entradas do absorvedor completam o ciclo: como o brometo de lítio é altamente higroscópico, absorve a água que chegou do evaporador. Este processo é exotérmico, liberando energia ao circuito de água que vai à torre de resfriamento. A dissolução da água no brometo de lítio enriquece novamente esta solução com o refrigerante (solução forte em água), e a mistura é bombeada para o gerador, de modo a iniciar outro ciclo.

Além dos componentes já citados, inclui-se um regenerador de calor, para que a solução fraca em água (temperatura alta) possa ceder calor à solução forte em água, além do calor já cedido na torre de resfriamento. Esta troca de calor adicional é essencial para aproveitar o potencial de energia dissipada pelo ciclo por absorção (como pode ser visto na Figura 4.6.1). No caso da válvula de expansão, ocorre a redução da pressão do fluido no tubo

em um processo isoentálpico, por considerar-se que não há troca de calor durante o processo de expansão.

O ciclo de refrigeração por absorção possui componentes (evaporador, condensador e válvula de expansão) que também são utilizados no ciclo por compressão de vapor: sabe-se que evaporador e condensador têm como função principal trocar calor com os ambientes estudados (interno e externo, respectivamente, no caso de um sistema de ar condicionado), enquanto que a válvula de expansão também possui como função essencial a redução da pressão do fluido (processo considerado a entalpia constante).

Entretanto, não se realiza uma compressão de modo propriamente mecânico do fluido em questão: a aspiração e a compressão do fluido refrigerante na forma de vapor é feita por meio do “compressor térmico” (absorvedor, bomba e gerador). Neste lado do ciclo, o vapor é absorvido por uma solução líquida, que é então bombeada à alta pressão de trabalho do ciclo, com significativa economia de energia mecânica de compressão porém com um grande consumo de energia térmica para vaporizar a água da solução com o brometo de lítio nesta alta pressão.

As duas pressões de trabalho do ciclo (alta e baixa) são definidas através das condições da água nas transformações de estado (obtidas, respectivamente, com a temperatura no condensador e no evaporador, assumindo que as transformações de fase ocorrem a temperaturas constantes). Modificando estas condições, pode-se chegar a condições favoráveis de operação do ciclo: temperaturas moderadas (da ordem de 100°C) na fonte de calor externo já podem ser suficientes para a operação adequada do sistema, e tornando o mesmo muito vantajoso quando existe a possibilidade de se extrair uma quantidade de calor que está sendo rejeitada por um dado processo.

É possível melhorar a eficiência deste ciclo, incorporando um segundo gerador de baixa temperatura, ciclo denominado de duplo estágio (mostrado na Figura 4.6.2).

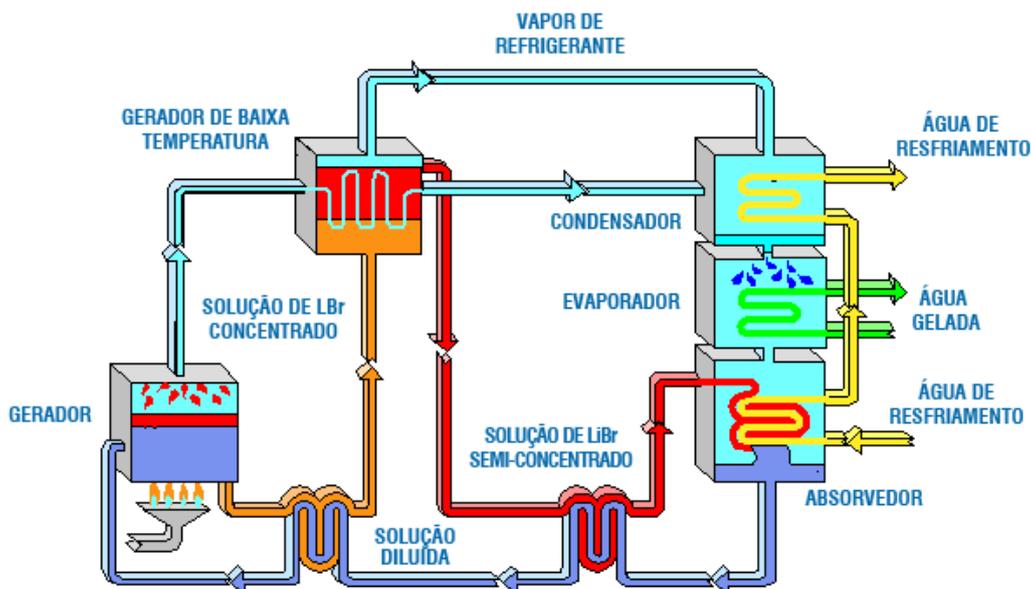


Figura 4.6.2 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção de duplo estágio (Fonte: COMGÁS).

A pressão do vapor d'água suprido ao gerador principal é maior se comparada àquela no ciclo de simples estágio. O vapor então passa por um trocador de calor, onde transfere calor à solução forte em água (a qual escoava para o gerador principal). Já a solução que escoava para o segundo gerador é aquecida pelo vapor saturado desviado do gerador principal que, após transferir calor, chega até uma válvula de expansão de modo a reduzir a sua pressão para níveis adequados ao gerador secundário e depois seguir para o condensador.

O ciclo multi-estágio significa que o equipamento possui mais do que os quatro trocadores de calor básicos (gerador, condensador, evaporador e absorvedor), presentes em dois ou mais lugares no ciclo a diferentes pressões e concentrações (como visto na Figura 4.6.2). Já o ciclo multi-efeito é um caso especial de multi-estágio: significa o número de vezes que uma mesma fonte de calor é utilizada no ciclo. A vantagem do multi-efeito é o aumento do COP (como pode ser visto no gráfico da Figura 4.6.3), porém requer fontes de calor a altas temperaturas (da ordem de 500°C).

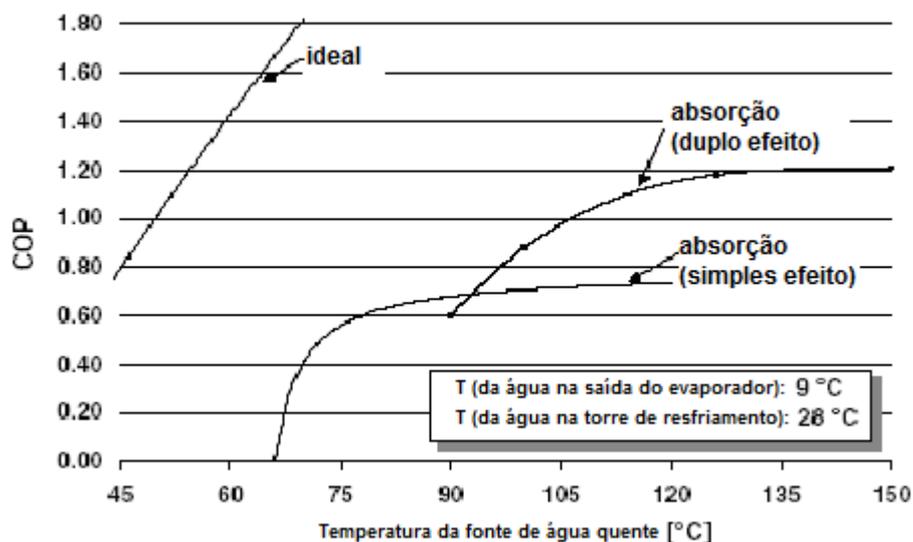


Figura 4.6.3 – Comparação entre as eficiências do ciclo ideal de Carnot, e dos ciclos de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito (Fonte: REFRIGERATOR-TROUBLESHOOTING).

Entretanto, como o escopo deste trabalho é utilizar uma fonte solar de energia para alimentar o sistema, fez-se uso do ciclo de refrigeração por absorção de simples estágio. Sabe-se que é possível atingir temperaturas acima de 150°C através da energia solar (através de concentradores), e assim atender as exigências do ciclo de duplo estágio com alto rendimento (conforme a Figura 4.6.3). Porém a modelagem do sistema com duplo estágio é bem mais complexa, e demandaria tempo de elaboração muito maior, ficando assim fora do escopo deste trabalho. Portanto, o ciclo analisado neste trabalho será o de simples estágio que permite também o uso de painéis solares de montagem mais simples e de menores custos (tudo isso implicaria menores temperaturas de entrada no sistema).

4.7. Aproveitamento e Conversão da Radiação do Sol através de um Painel Solar

Em função do exposto anteriormente, em que o objeto do estudo deste trabalho é um sistema de absorção de simples efeito com coletores solares, faz-se necessário uma descrição dos fenômenos envolvidos no uso de uns coletores solares, que será descrito a seguir.

A radiação solar pode ser convertida de diversas formas, inclusive para uso em ciclos de refrigeração, como pode ser visto no fluxograma da Figura 4.7.1, sendo que nas Figuras 4.7.2. e 4.7.3 são apresentados alguns tipos de coletores solares.

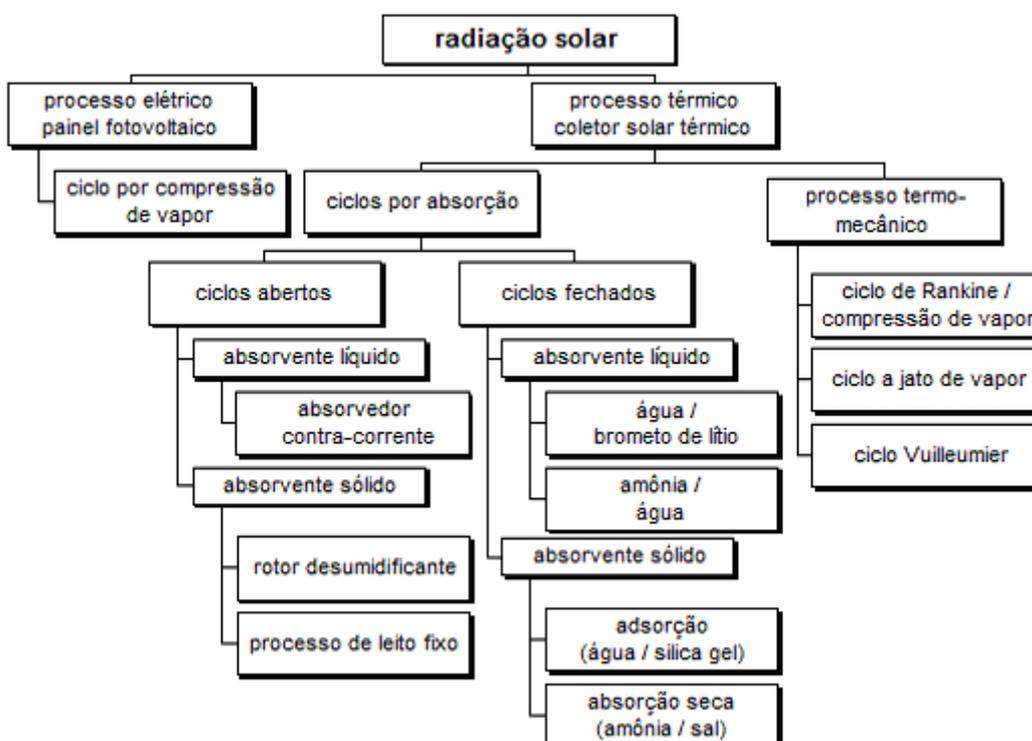


Figura 4.7.1 – Fluxograma com transformações da radiação solar para a refrigeração (Fonte: MARLA).

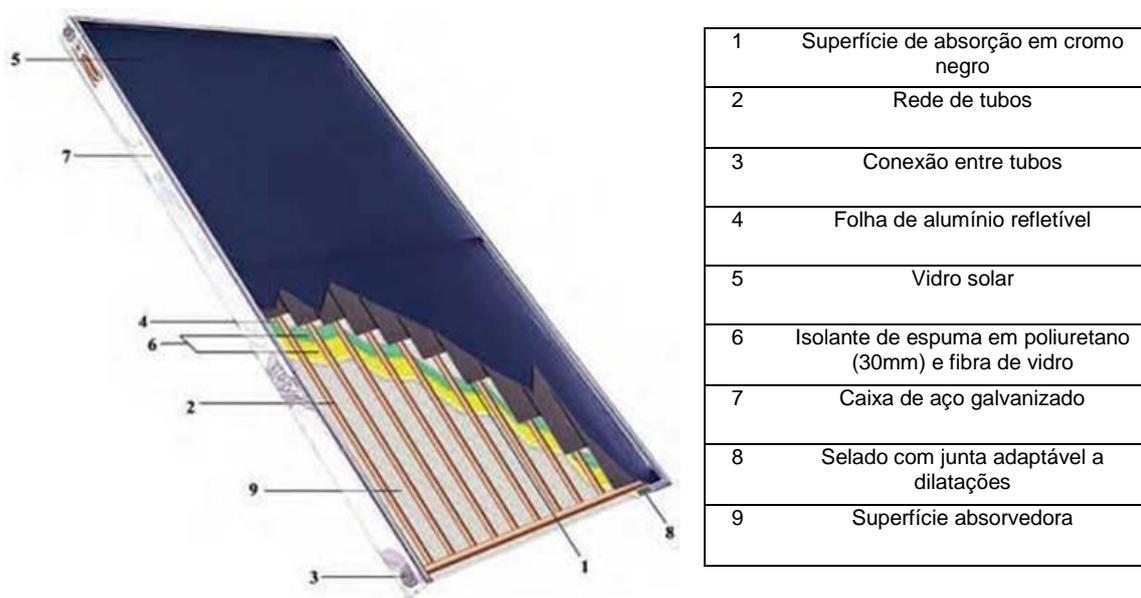


Figura 4.7.2 – Coletor solar de placa plana e seus componentes (Fonte: MARLA).



Figura 4.7.3 – Coletor solar com tubos a vácuo e seus componentes (Fonte: MARLA).

Para descrever o funcionamento dos coletores solares térmicos, é preciso primeiramente entender os processos de transferência de calor que podem ocorrer no mesmo.

- **Condução:** é relacionada com o transporte de energia em um meio devido ao gradiente de temperatura, e o mecanismo físico envolvido é a movimentação aleatória dos átomos ou atividade molecular. Ocorre quando o calor atravessa a parede dos tubos, de acordo com a diferença de temperatura entre a face interna e a face externa dos tubos.
- **Convecção:** é a transferência de energia entre uma superfície e um fluido em movimento sobre a superfície, devido ao gradiente de temperatura envolvido. Os meios nas quais a convecção pode ser considerada para a troca de calor no coletor solar são: a água, movimentada dentro dos tubos, e o ar atmosférico.
- **Radiação:** não requer um tipo de meio para ocorrer. É a taxa na qual a energia é emitida pelo meio como um resultado de sua temperatura finita, e o mecanismo de emissão é relacionado à energia liberada como resultado das oscilações ou transições de vários elétrons que constituem o meio.

Dentre os três processos de transferência de calor descritos, o mais importante para o estudo dos painéis solares, sem dúvida, é a radiação: a transferência de calor por condução pode ser desprezada, já que a parede do tubo possui geralmente uma pequena espessura, e a convecção do ar atmosférico também possui uma ínfima parcela de contribuição para aquecer a água dentro dos tubos do coletor. Sendo assim, a principal forma de transferência de calor a ser estudada neste trabalho é a radiação proveniente do Sol.

A radiação pode ser vista como a propagação de ondas eletromagnéticas. De todo o espectro eletromagnético (mostrado na Figura 4.7.4), a região intermediária é a mais adequada para a transferência de calor, e é denominada radiação térmica. A faixa de comprimentos de onda da radiação térmica se estende de 10^{-7} m até 10^{-4} m, incluindo toda a faixa visível da luz, além de uma parcela do de ultravioleta e do infravermelho, respectivamente UV e IR na Figura 4.7.4.

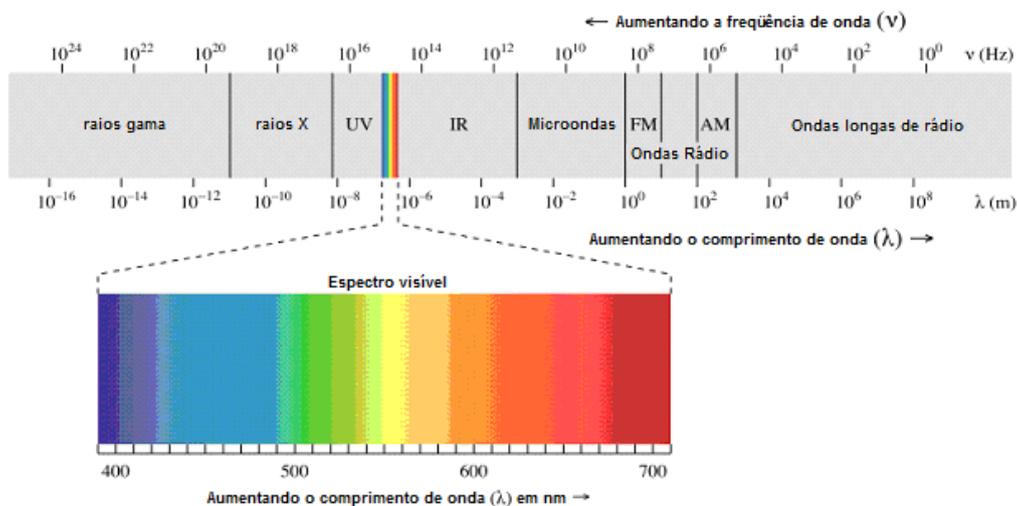


Figura 4.7.4 – Espectro eletromagnético (Fonte: INCROPERA, 2002).

Pode-se descrever a radiação emitida pelo Sol como sendo a radiação emitida por um corpo negro cuja temperatura de superfície é mantida a aproximadamente 5800 K (como mostrado no gráfico da Figura 4.7.5).

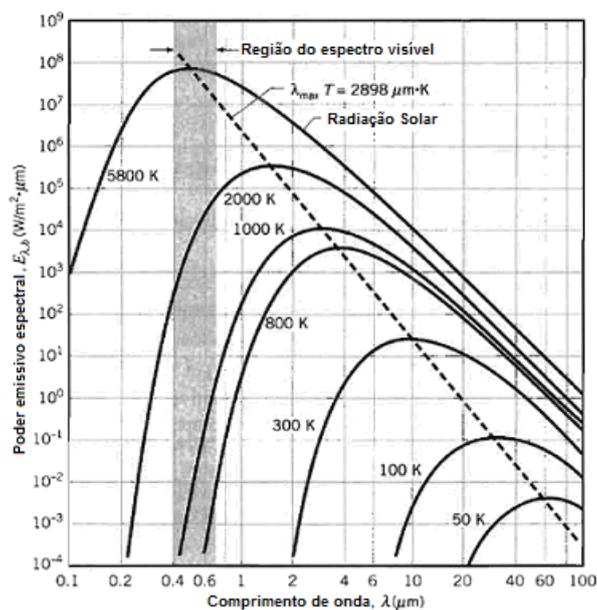


Figura 4.7.5 – Poder espectral emissivo de um corpo negro (Fonte: INCROPERA, 2002).

A constante solar, que é a energia do Sol incidente em um plano perpendicular aos raios, por unidade de área, é aproximadamente igual a

$G_{Sol} = 1367 W / m^2$. Sabe-se também que o Sol e a Terra possuem as dimensões descritas na Figura 4.7.6.

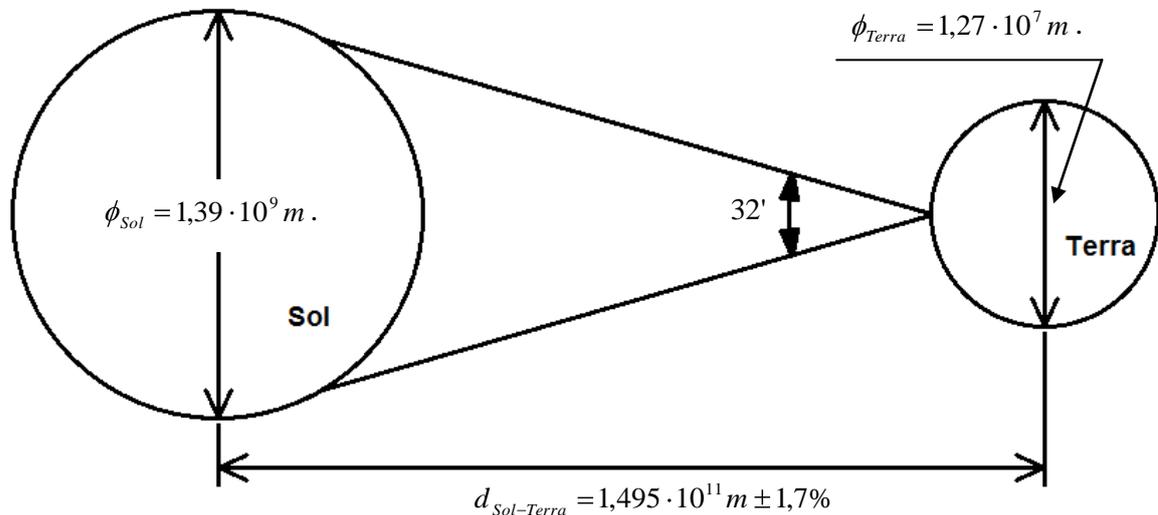


Figura 4.7.6 – Relações geométricas do Sol e da Terra

A radiação incidente em um plano perpendicular à mesma é relacionada ao conceito de irradiação. Para este trabalho, sabe-se que a radiação solar irradia o coletor, que é a superfície interceptadora normal: a intensidade desta radiação incidente é denominada irradiação. A irradiação total (G) é dada pela Equação 4.7.1 (INCROPERA, 2002), e é calculada com base na radiação incidente (mostrada na Figura 4.7.7):

$$G = \int_0^{\infty} G_{\lambda} \left[\cos \theta \right] d\lambda = \int_0^{\infty} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} I_{\lambda,i} \left[\cos \theta, \theta, \phi \right] \cos \theta \cdot \sin \theta \cdot d\theta \cdot d\phi \cdot d\lambda \quad (4.7.1)$$

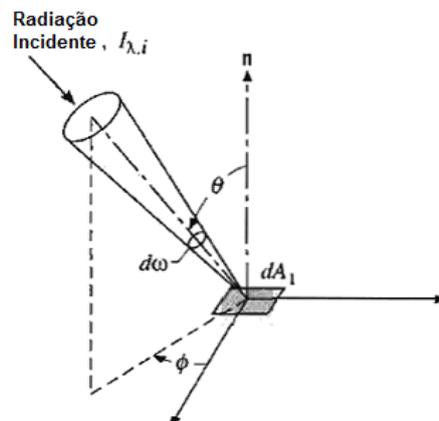


Figura 4.7.7 – Natureza direcional da radiação incidente (Fonte: INCROPERA, 2002).

Os processos resultantes da interceptação desta radiação por um meio sólido (ou seja, irradiação) podem ser separados em radiação refletida, radiação absorvida e radiação transmitida em um meio semitransparente (que, para objeto de estudo deste trabalho, será a irradiação do Sol sobre cada tubo do painel solar). Assim, pode-se fazer um balanço de radiação no meio, como é mostrado na Figura 4.7.8.

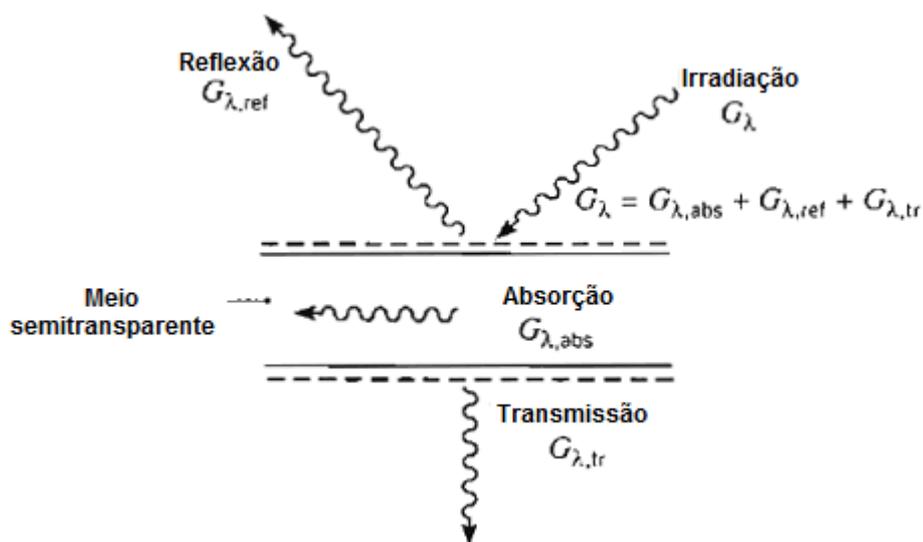


Figura 4.7.8 – Processos de absorção, reflexão e transmissão associados a um meio semitransparente (Fonte: INCROPERA, 2002).

Em um painel solar, a fração da radiação que realmente interessa para o estudo é aquela transmitida à água que percorre os tubos do coletor. Para isso, as perdas por absorção na parede, e por reflexão na parede do tubo de vidro externo devem ser as menores possíveis, como pode ser visto na Figura 4.7.9 (tubo a vácuo para um painel solar fabricado pela empresa portuguesa Marla):

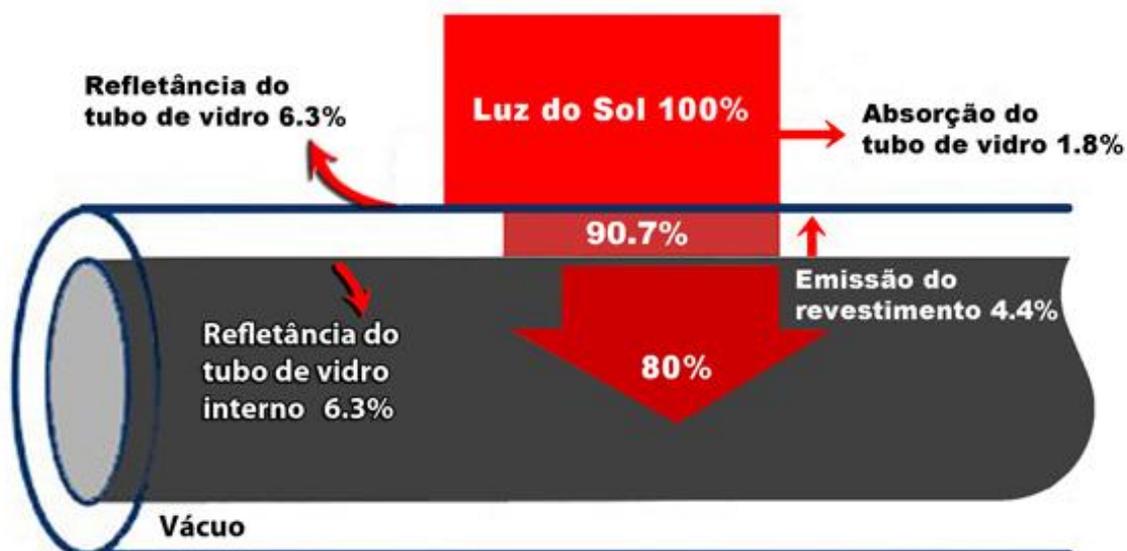


Figura 4.7.9 – Frações da radiação em um tubo a vácuo para um coletor solar
(Fonte: MARLA)/

De acordo com a descrição disponível no sítio da empresa Marla para um coletor solar de tubos a vácuo, são encontradas três camadas de deposição seletiva de componentes que promovem uma absorção plena da luz visível e do infravermelho (ilustradas na Figura 4.7.10):

1. Uma camada de cobre metálico, que proporciona baixos níveis de emissões e altos níveis de transmissão térmica para o líquido em questão (no caso, a água);
2. Uma camada de aço inoxidável para evitar a migração cruzada, permitindo estabilidade da camada de cobre em temperaturas superiores a 400°C;
3. Uma terceira camada de nitreto de alumínio é aplicada simultaneamente na mistura de gás argônio e nitrogênio para

produzir a absorção da radiação solar com baixa emissividade resultante.



Figura 4.7.10 – Tubo a vácuo com as três camadas depositadas na parede de vidro (Fonte: MARLA).

As camadas depositadas favorecem uma posterior transferência de calor proveniente da radiação solar que incide no painel para causar o aumento da temperatura da água que circula no interior dos tubos. Sendo assim, a água aquecida será a fonte de calor para o ciclo de refrigeração por absorção.

4.8. Acumulação da Energia Térmica

Em um sistema de climatização, a capacidade deve ser baseada no horário de maior carga térmica do ambiente, o que conseqüentemente faz com que os equipamentos fiquem superdimensionados e ociosos na maior parte do tempo. Sendo assim, faz-se o uso da termo-acumulação: um tanque de armazenamento de água isolado termicamente é utilizado para conservar a temperatura desejada deste fluido para a posterior transferência de calor ao sistema.

4.9. Utilização do Ciclo Economizador

O ciclo economizador é uma técnica que tem por base a utilização do ar exterior para efetuar o arrefecimento do ambiente, diminuindo (ou até eliminando) a utilização do ciclo de ar condicionado. Neste caso, a única energia suplementar para movimentar esta técnica é aquela necessária para fazer movimentar o ar e/ou “água gelada”.

O sistema de ciclo economizador a ar aproveita o ar exterior quando a temperatura se encontra abaixo da temperatura selecionada para o ambiente interno. Já o ciclo economizador a água opera com sistemas de “água gelada”, fazendo com que esta passe através de um trocador de calor, de modo a trocar calor com o ar externo (de temperatura mais baixa), atingindo desta forma a temperatura desejada para a água sem recorrer à utilização dos “*chillers*”.

Pode-se utilizar este sistema de modo a complementar a energia necessária para retirar a carga térmica do ambiente considerado, de modo a diminuir a potência necessária no evaporador do ciclo de refrigeração em questão. Preferencialmente, esta técnica deve ser utilizada em cidades com médias de temperatura mais baixas, de modo a favorecer a retirada do calor do ambiente, ou de modo que o sistema possa trabalhar nas horas em que a temperatura é menor que aquela estipulada para o ar interior.

Sendo assim, estudou-se o potencial desta técnica nas seguintes cidades:

- Recife, PE (Brasil);
- São Paulo, SP (Brasil);
- Turim, TO (Itália).

A partir dos dados climáticos disponibilizados pelos centros meteorológicos de cada cidade, é possível calcular as temperaturas e radiação solar em cada hora do dia (ao longo do ano), de modo a obter cada parcela de energia do sistema como um todo. A modalidade de ciclo economizador estudada neste trabalho será o sistema a ar, no qual o ar externo é diretamente inserido no ambiente (chamado ciclo economizador simples).

4.10. Descrição do Ambiente Interno

O ciclo de refrigeração aqui estudado será dimensionado para atender a demanda de climatização de um centro de processamento de dados (CPD, também conhecido como *datacenter*), que é um local onde são concentrados equipamentos (*hardware*) que processam e armazenam informações de uma dada organização. O ambiente deve funcionar com um sistema de climatização acionado durante todo o dia (mantendo a temperatura de bulbo seco do local a 24°C, e umidade relativa de 50%), por gerar uma carga térmica ligada essencialmente à potência térmica dissipada continuamente pelos equipamentos (estes funcionam 24 horas por dia).

O perfil da carga térmica para o ambiente em estudo foi fornecido para este trabalho, pois se trata de um CPD já em operação. A Figura 4.10.1 apresenta o perfil da carga térmica requisitada ao ciclo de absorção.

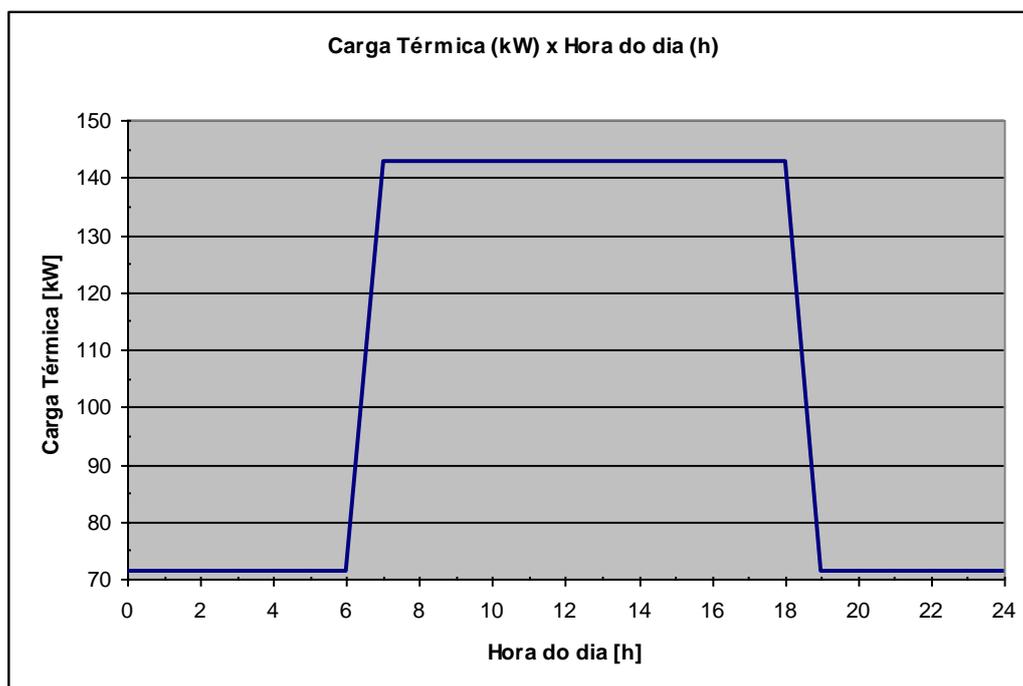


Figura 4.10.1 – Gráfico da Carga Térmica no CPD ao longo do dia.

5. MODELAGEM

5.1. O Esquema do Ciclo de Refrigeração por Absorção

A modelagem do ciclo de refrigeração foi feita por meio do equacionamento de cada componente do sistema. A princípio, foram feitos os balanços de massa e os balanços de energia para os equipamentos mais importantes do ciclo, e as equações obtidas foram introduzidas no ambiente do *software* EES. O esquema do ciclo modelado no *software* pode ser visto na Figura 5.1.1, na qual as temperaturas estão dadas em [°C], as pressões em [kPa], e as concentrações de LiBr/H₂O em porcentagem mássica.

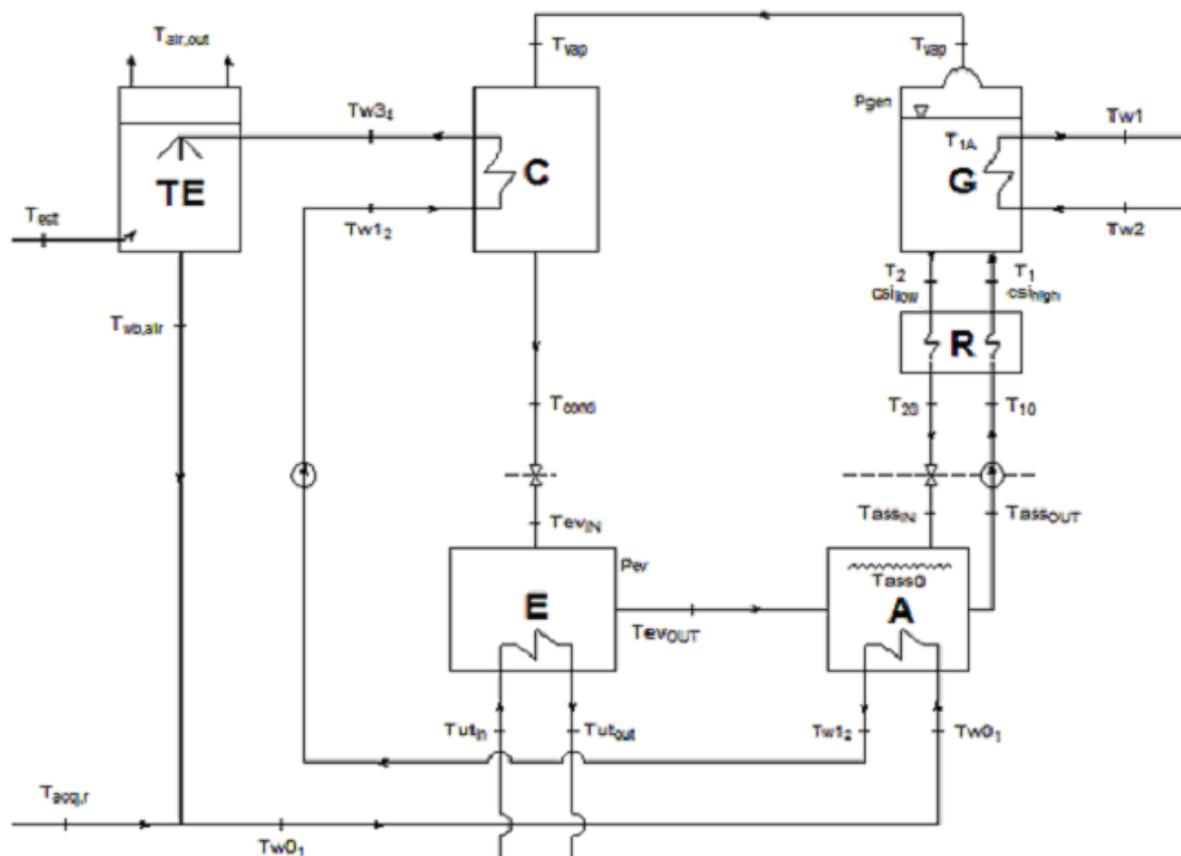


Figura 5.1.1 – Esquema do ciclo de refrigeração por absorção, modelado através do *software* EES.

5.2. Parâmetros da Mistura LiBr/H₂O

O *software* EES não dispõe dos parâmetros necessários para avaliação das propriedades da mistura de brometo de lítio e água: sendo assim, para obter as propriedades termodinâmicas da mistura LiBr/H₂O, foram utilizadas as equações fornecidas por McNeely (1979). Estas equações permitem obter a pressão de vapor, a entalpia e o calor específico da mistura, todos em função da temperatura e da concentração em massa da mesma.

Segundo McNeely (1979), partindo da temperatura “T” (em °C) e da concentração em massa “X” (%) da mistura, é possível calcular a temperatura de orvalho (em inglês, *dew point*, representada por “TD”) através da Equação 5.2.1 (válida para $20 \leq T \leq 210^\circ C$ e $40 \leq X \leq 65\%$ em massa):

$$TD = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^3 A_{ij} (K - 40)^j T^i \quad (5.2.1) \text{ (Fonte: MCNEELY)}$$

Os coeficientes “ A_{ij} ” da Equação 5.2.1 podem ser obtidos pela tabela 5.2.1.

Tabela 5.2.1 – Coeficientes “ A_{ij} ” (Fonte: MCNEELY).

j	A_{0j}	A_{1j}	A_{2j}
0	-9,133128	$9,439697 \cdot 10^{-1}$	$-7,324352 \cdot 10^{-5}$
1	$-4,759724 \cdot 10^{-1}$	$-2,882015 \cdot 10^{-3}$	$-1,556533 \cdot 10^{-5}$
2	$-5,638171 \cdot 10^{-2}$	$-1,345453 \cdot 10^{-4}$	$1,992657 \cdot 10^{-6}$
3	$1,108418 \cdot 10^{-3}$	$5,852133 \cdot 10^{-7}$	$-3,924205 \cdot 10^{-8}$

Tendo a temperatura de orvalho, é possível obter a pressão de vapor da mistura a partir da Equação 5.2.2:

$$\log P = k_0 + \frac{k_1}{(D + 273,15)} + \frac{k_2}{(D + 273,15)^2} \quad (5.2.2) \text{ (Fonte: MCNEELY)}$$

Na Equação 5.2.2: $k_0 = 7,05$; $k_1 = -1603,54$; $k_2 = -104095,5$

Para calcular a entalpia “H” (dada em kJ/kg) e o calor específico “ c_p ” (dado em kJ/kg.°C) da mistura, foram utilizadas respectivamente as equações 5.2.3 e 5.2.4:

$$H = 2,326 \cdot \left[A + B \cdot (8 \cdot T + 32) + C \cdot (8 \cdot T + 32)^2 \right] \quad (5.2.3) \text{ (Fonte: MCNEELY)}$$

$$c_p = 2,326 \cdot \left[8 \cdot B \cdot T + 3,6 \cdot C \cdot (8 \cdot T + 32) \right] \quad (5.2.4) \text{ (Fonte: MCNEELY)}$$

Nas equações 5.2.3 e 5.2.4:

$$A = -1015,07 + 79,5387 \cdot X - 2,358016 \cdot X^2 + 0,03031583 \cdot X^3 + 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot X^4 \quad (5.2.5) \text{ (Fonte: MCNEELY)}$$

$$B = 4,68108 - 3,037766 \cdot 10^{-1} \cdot X + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot X^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot X^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot X^4 \quad (5.2.6) \text{ (Fonte: MCNEELY)}$$

$$C = -4,9107 \cdot 10^{-3} + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot X - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot X^2 + 1,3152 \cdot 10^{-7} \cdot X^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot X^4 \quad (5.2.7) \text{ (Fonte: MCNEELY)}$$

5.3. Modelagem do Gerador

Para a modelagem do gerador, foi utilizado inicialmente um esquema ilustrado na Figura 5.3.1, no qual ocorre a troca de calor entre a fonte quente (no caso, uma tubulação que armazena a água aquecida pelo painel solar e outras fontes) e a mistura LiBr/H₂O.

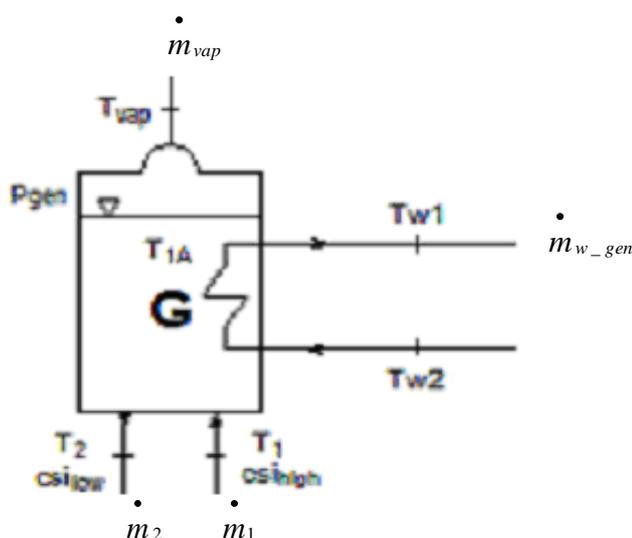


Figura 5.3.1 – Esquema do gerador, modelado por meio do *software* EES.

Por meio dos balanços de massa entre a mistura que entra e sai do gerador, e do vapor d'água que vai para o condensador (Equação 5.3.1) bem como do balanço de energia (Equação 5.3.2), pode-se obter a entalpia dos pontos de operação em questão (Figura 5.3.1). Vale observar a consideração do ponto T_{1A} no gerador (denominado "intermediário"): este deve ser interpretado como um ponto cuja temperatura é igual àquela de início da evaporação do vapor d'água (para a pressão do gerador).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{vap} + \dot{m}_2 \quad (5.3.1)$$

$$\dot{m}_{w_gen} \cdot c_{P_w} \cdot (T_{w2} - T_{w1}) = \dot{m}_1 \cdot (H_{1A} - H_1) + \dot{m}_{vap} \cdot \Delta H_{gen} + \dot{m}_2 \cdot (H_2 - H_{1A}) \quad (5.3.2)$$

Na Equação 5.3.2, “ ΔH_{gen} ” (dado em kJ/kg) corresponde à diferença de entalpias do vapor d’água a uma temperatura “ $T_{vap} = T_2$ ” (dada em °C) e pressão “ p_{gen} ” (dada em kPa), e da água no início da transformação de fase dentro do gerador (título “ $x_{gen} = 0$ ” e temperatura “ T_{1A} ” em °C).

A relação entre cada propriedade termodinâmica da mistura de LiBr/H₂O no gerador pode ser observada na tabela 5.3.1: partindo de dois parâmetros, é possível calcular o terceiro para cada ponto, utilizando as equações descritas no item 5.2.

Tabela 5.3.1 – Propriedades termodinâmicas da mistura de LiBr/H₂O no gerador.

Temperatura (T_i)	Concentração LiBr/H ₂ O (X_i)	Entalpia (H_i)
T_1	csi_{high}	H_1
T_{1A}	csi_{high}	H_{1A}
T_2	csi_{low}	H_2
$T_{vap} = T_2$	0 (somente H ₂ O)	H_{vap}

Para avaliar a troca de calor da fonte quente para o gerador, foram utilizadas as equações 5.3.3, 5.3.4 e 5.3.5 para modelar o trocador de calor desta parte do sistema.

$$NTU_{gen} = \frac{\dot{Q}A_{gen}}{\dot{m}_{w_gen} \cdot c_{p_w}} \quad (5.3.3)$$

$$eps_{gen} = \frac{\dot{m}_{w2} - T_{w1}}{\dot{m}_{w2} - T_{vap}} \quad (5.3.4)$$

$$eps_{gen} = 1 - e^{-NTU_{gen}} \quad (5.3.5)$$

Sabe-se também que a potência fornecida ao gerador pela fonte quente é dada por ϕ_{IN} (mostrada na Equação 5.3.6):

$$\phi_{IN} = \dot{m}_{w_gen} \cdot c_{p_w} \cdot (\dot{m}_{w2} - T_{w1}) \quad (5.3.6)$$

5.4. Modelagem do Absorvedor

Para a modelagem do absorvedor, também foi feito inicialmente um esquema ilustrado na Figura 5.4.1 no qual ocorre a absorção de água (proveniente do evaporador) pela mistura LiBr/H₂O. Assim, a mistura se enriquece em refrigerante, e é bombeada novamente ao gerador (vazão \dot{m}_1).

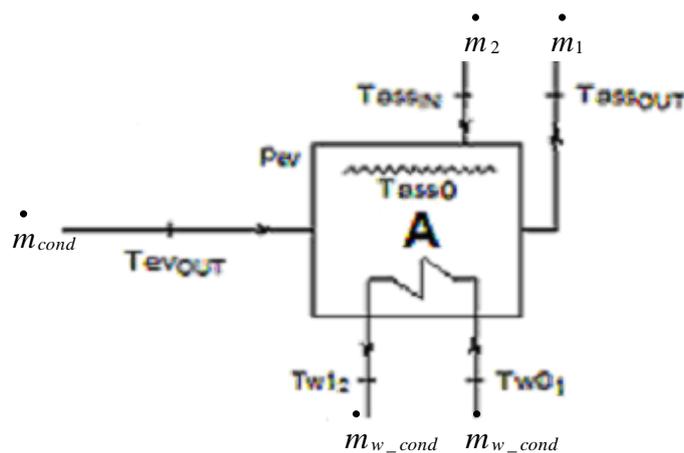


Figura 5.4.1 – Esquema do absorvedor, modelado através do *software* EES.

Por meio dos balanços de massa entre a mistura que entra e sai do absorvedor, e do vapor d'água proveniente do evaporador (Equação 5.4.1) e de energia (Equação 5.4.2), pode-se obter a entalpia dos pontos de operação em questão. Vale observar a consideração do ponto T_{ass0} no absorvedor (também denominado “intermediário”): este deve ser interpretado como um ponto cuja temperatura é igual àquela de início da evaporação do vapor d'água (para a pressão do absorvedor).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{cond} + \dot{m}_2 = \dot{m}_{vap} + \dot{m}_2 \quad (5.4.1)$$

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{w_cond} \cdot c_{p_w} \cdot (T_{w12} - T_{w01}) + \dot{m}_1 \cdot (H_{assOUT} - H_{ass0}) + \\ & + \dot{m}_{vap} \cdot \Delta H_{ass} + \dot{m}_2 \cdot (H_{assIN} - H_{ass0}) \end{aligned} \quad (5.4.2)$$

Na Equação 5.4.2, “ ΔH_{ass} ” (dado em kJ/kg) corresponde à diferença de entalpias do vapor d’água, a uma temperatura “ T_{ass0} ” (dada em °C) e pressão “ p_{ev} ” (dada em kPa), e da água no estado líquido dentro do absorvedor (título “ $x_{ass0} = 0$ ” e pressão “ p_{ev} ” em kPa).

A relação entre cada propriedade termodinâmica da mistura de LiBr/H₂O no absorvedor pode ser observada na tabela 5.4.1: partindo de dois parâmetros, é possível calcular o terceiro para cada ponto, utilizando as equações descritas no item 5.2.

Tabela 5.4.1 – Propriedades termodinâmicas da mistura de LiBr/H₂O no absorvedor.

Temperatura (T_i)	Concentração LiBr/H ₂ O (X_i)	Entalpia (H_i)
T_{assIN}	csi_{low}	H_{assIN}
T_{ass0}	csi_{high}	H_{ass0}
T_{assOUT}	csi_{high}	H_{assOUT}
T_{evOUT}	0 (somente H ₂ O)	H_{evOUT}

Para a análise da transferência de calor do absorvedor para o circuito de água que vai para a torre de resfriamento foram utilizadas as equações 5.4.3, 5.4.4 e 5.4.5, visando a modelagem deste trocador de calor, a saber:

$$NTU_{ass} = \frac{\dot{Q}A_{ass}}{m_{w_cond} \cdot C_{p_w}} \quad (5.4.3)$$

$$eps_{ass} = \frac{C_{w2} - T_{w1}}{C_{w2} - T_{vap}} \quad (5.4.4)$$

$$eps_{ass} = 1 - e^{-NTU_{ass}} \quad (5.4.5)$$

Sabe-se também que a potência fornecida ao circuito de água que vai para a torre de resfriamento pelo absorvedor é dada por ϕ_{ass} (mostrada na Equação 5.4.6):

$$\phi_{ass} = \dot{m}_{w_cond} \cdot C_{P_w} \cdot (T_{w1_2} - T_{w0_1}) \quad (5.4.6)$$

5.5. Modelagem do Regenerador

O regenerador é um trocador de calor que transfere o calor disponível da solução fraca (proveniente do gerador) à solução forte (proveniente do absorvedor) e o esquema da modelagem deste componente é apresentado na Figura 5.5.1.

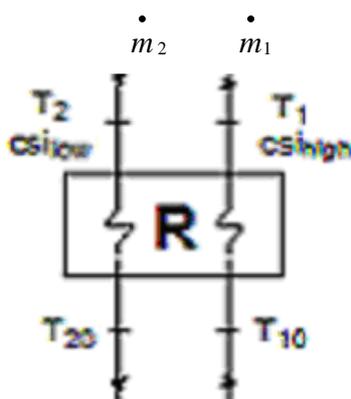


Figura 5.5.1 – Esquema do regenerador, modelado por meio do *software* EES.

Fazendo um balanço de energia, obtém-se a Equação 5.5.1, como segue:

$$\dot{m}_2 \cdot (H_2 - H_{20}) = \dot{m}_1 \cdot (H_1 - H_{10}) \quad (5.5.1)$$

Utilizando as equações a seguir (da 5.5.2 até a 5.5.7) pode-se modelar o regenerador, a saber:

$$\text{Capacidade térmica da linha 1: } cffm_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{P_1} \quad (5.5.2)$$

$$\text{Capacidade térmica da linha 2: } cffm_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{P_2} \quad (5.5.3)$$

$$C_{\min_sc} = \min \left(\dot{m}_1 c_{p1}; \dot{m}_2 c_{p2} \right) \quad (5.5.4)$$

$$\phi_{\max_sc} = C_{\min_sc} \cdot (T_2 - T_{10}) \quad (5.5.5)$$

$$eps_{sc} = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_1 - T_{10})}{\phi_{\max_sc}} \quad (5.5.6)$$

$$eps_{sc} = \frac{1 - \exp(-NTU_{sc} \cdot R_{sc})}{1 - R_{sc} \cdot \exp(-NTU_{sc} \cdot R_{sc})} \quad (5.5.7)$$

$$NTU_{sc} = \frac{UA_{sc}}{C_{\min_sc}} \quad (5.5.8)$$

5.6. Modelagem do Condensador

Para a modelagem do condensador, foi feito inicialmente um esquema conforme ilustrado na Figura 5.6.1 onde foi desenvolvido um modelo para o trocador de calor, no qual o vapor d'água proveniente do gerador sofre uma mudança de estado, condensando-se, e transferindo calor para a água que vai para a torre de resfriamento.

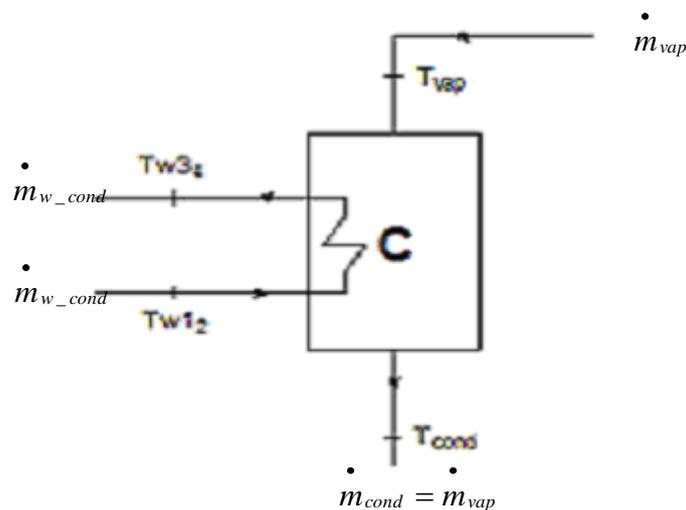


Figura 5.6.1 – Esquema do condensador, modelado através do *software* EES.

Com base no balanço de energia, é possível obter o equacionamento dos parâmetros termodinâmicos dos pontos em questão para o condensador, como descrito na Equação 5.6.1:

$$\dot{\phi}_{cond} = \dot{m}_{w_cond} \cdot C_{P_w} \cdot (T_{w3_4} - T_{w2_3}) = \dot{m}_{cond} \cdot (H_{vap} - H_{cond}) \quad (5.6.1)$$

Na Equação 5.6.1, “ $T_{w2_3} = T_{w1_2}$ ”; “ H_{vap} ” corresponde à entalpia (dada em kJ/kg) obtida no item 5.3, e “ H_{cond} ” é a entalpia (dada em kJ/kg) da água no estado líquido após passar pelo condensador (título “ $x_{cond} = 0$ ”, e pressão “ $p_{gen} = p_{cond}$ ” em kPa).

Como ocorre uma transferência de calor do condensador para o circuito de água que vai para a torre de resfriamento, foram utilizadas as equações 5.6.2, 5.6.3 e 5.6.4 para modelar o trocador de calor desta parte do sistema:

$$NTU_{cond} = \frac{UA_{cond}}{\dot{m}_{w_cond} \cdot C_{P_w}} \quad (5.6.2)$$

$$eps_{cond} = \frac{T_{w3_4} - T_{w2_3}}{T_{vap} - T_{w2_3}} \quad (5.6.3)$$

$$eps_{cond} = 1 - e^{-NTU_{cond}} \quad (5.6.4)$$

5.7. Modelagem da Válvula de Expansão

A válvula de expansão tem como função realizar uma restrição do fluxo de vapor d'água, resultando em uma perda de pressão localizada. Para o escopo deste trabalho, a válvula de expansão em questão realiza uma transformação isoentálpica. Assim, a modelagem do comportamento do vapor d'água que sai do condensador, passa pela válvula de expansão e vai para o evaporador é dada pela Equação 5.7.1:

$$H_{cond} = H_{evIN} \quad (5.7.1)$$

A partir da Equação 5.7.1, sabendo que a pressão de entrada na válvula de expansão é “ $p_{gen} = p_{cond}$ ” (dada em kPa), título “ $x_{cond} = 0$ ”, e a pressão de saída da válvula é “ $p_{ev} = p_{ass}$ ” (dada em kPa), é possível determinar as temperaturas de entrada e saída (em °C), como mostrado no esquema da Figura 5.7.1, para a condição de projeto.

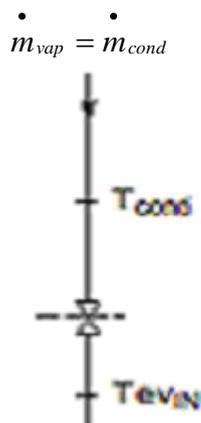


Figura 5.7.1 – Esquema da válvula de expansão, modelado através do *software* EES.

5.8. Modelagem do Evaporador

Para a modelagem do evaporador, utiliza-se o esquema ilustrado na Figura 5.8.1 onde ocorre a transferência de calor em um trocador no qual o vapor d’água, proveniente da válvula de expansão sofre uma nova mudança de estado, evaporando após receber o calor do ambiente a ser resfriado.

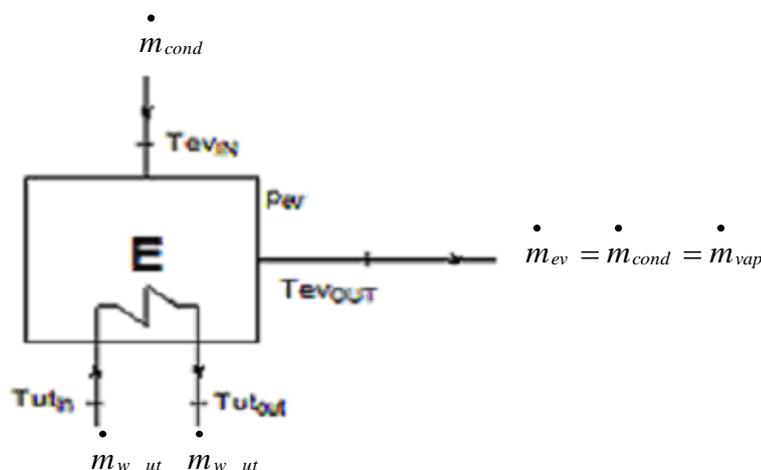


Figura 5.8.1 – Esquema do evaporador, modelado através do *software* EES.

Por meio de um balanço de energia, obtém-se o equacionamento dos parâmetros termodinâmicos dos pontos em questão para o evaporador, como descrito na Equação 5.8.1:

$$\dot{\phi}_{ev} = \dot{m}_{w_ut} \cdot c_{p_w} \cdot (T_{utIN} - T_{utOUT}) = \dot{m}_{ev} \cdot (H_{evOUT} - H_{evIN}) \quad (5.8.1)$$

Para o cálculo das entalpias da Equação 5.7.1, foi considerado que:

$$T_{evOUT} = T_{evIN} + 1^\circ C \quad (5.8.2)$$

Para avaliar a transferência de calor do evaporador para o circuito de água que vai para o ambiente a ser resfriado, foram utilizadas as equações 5.8.3, 5.8.4 e 5.8.5, a saber:

$$NTU_{eva} = \frac{UA_{eva}}{\dot{m}_{w_ut} \cdot c_{p_w}} \quad (5.8.3)$$

$$eps_{eva} = \frac{T_{utIN} - T_{utOUT}}{T_{utIN} - T_{evIN}} \quad (5.8.4)$$

$$eps_{eva} = 1 - e^{-NTU_{eva}} \quad (5.8.5)$$

O evaporador recebe o calor do ambiente a ser resfriado (neste caso, é a carga térmica do CPD): este calor é chamado de “ $\phi_{OUT} \Rightarrow \phi_{OUT}$ ”, e é igual à potência transferida no evaporador, como mostrado na Equação 5.8.6:

$$\phi_{OUT} = \phi_{ev} \quad (5.8.6)$$

Sendo assim, é possível obter a eficiência do ciclo de refrigeração por absorção através do COP (sigla em inglês: *coefficient of performance*), que é a relação entre as potências de saída e entrada do ciclo, como mostrado na Equação 5.8.7:

$$COP = \frac{\phi_{OUT}}{\phi_{IN}} \quad (5.8.7)$$

5.9. Modelagem da Torre de Resfriamento

A modelagem da torre de resfriamento pode ser descrita por meio do esquema ilustrado na Figura 5.9.1:

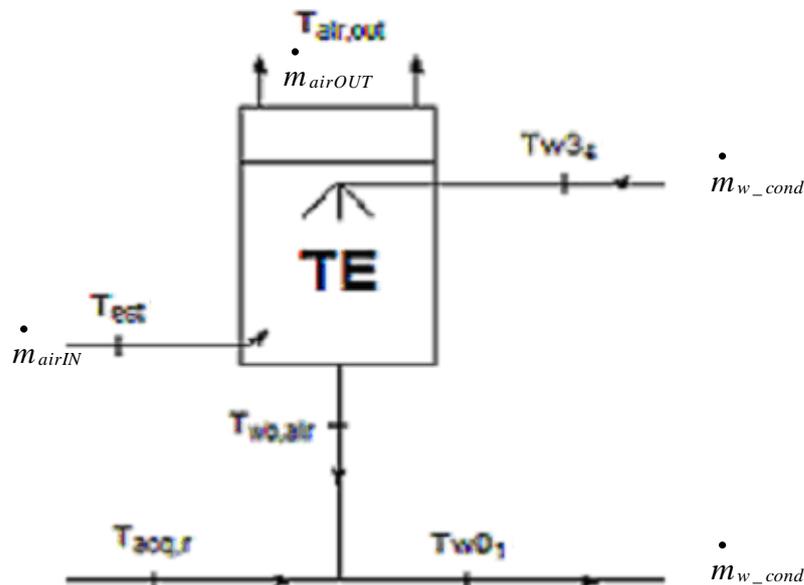


Figura 5.9.1 – Esquema da torre de resfriamento, modelado através do *software* EES.

O circuito de água que passa primeiramente pelo absorvedor e depois pelo condensador necessita de uma redução na sua temperatura, de modo a ser reutilizada no ciclo para continuar retirando calor destes dois compartimentos. Sendo assim, esta água é borrifada (de modo a aumentar a área de troca de calor) em uma torre, na qual o ar externo passa em contra-fluxo e a uma temperatura menor, diminuindo assim a temperatura da água. A água reduz a sua temperatura e retorna ao ciclo, enquanto o ar é umidificado e lançado novamente na atmosfera. Fazendo um balanço de energia na torre de resfriamento, obtém-se a Equação 5.9.1:

$$\dot{m}_{w_cond} \cdot H_{w3_4} = \dot{m}_{w_cond} \cdot H_{w0_1} + \dot{m}_{air} \cdot (H_{airOUT} - H_{airIN}) \quad (5.9.1)$$

A eficiência da torre de resfriamento é definida por (Equação 5.9.2):

$$\varepsilon_{torre} = \frac{(T_{w3_4} - T_{w0_1})}{(T_{w3_4} - T_{wb_air})} \quad (5.9.2)$$

Na Equação 5.9.2, “ T_{wb_air} ” representa a temperatura de bulbo úmido do ar (dada em °C), e é dada pela Equação 5.9.3:

$$T_{wb_air} = T_{w0_1} - 2^{\circ}C \quad (5.9.3)$$

5.10. Modelagem do Painel Solar

Como já descrito no item 4.7, a radiação solar fornece energia para aquecer um conjunto de tubos, nos quais escoar uma determinada vazão de água. A Equação 5.10.1 fornece a potência “ \dot{Q}_{solar} ” que um painel solar consegue converter, partindo dos dados de radiação solar total “ G_{total} ” (soma da radiação direta e difusa em uma dada região), e dos parâmetros do painel (área do coletor “ A_{col} ”, e eficiência instantânea do mesmo “ η ”):

$$\dot{Q}_{solar} = A_{col} \cdot \eta \cdot G_{total} \quad (5.10.1)$$

Para a Equação 5.10.1, a eficiência instantânea do coletor solar é dada por (Equação 5.10.2):

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot T^* - a_2 \cdot G_{total} \cdot (T^*)^2 \quad (5.10.2) \text{ (Fonte: COMISSÃO EUROPÉIA)}$$

- η_0 : eficiência do coletor quando as perdas com relação à temperatura são nulas (também chamado de rendimento óptico);
- $a_1 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$: coeficiente de perda térmica de primeira ordem;
- $a_2 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$: coeficiente de perda térmica de segunda ordem;

- $T^* = \frac{T_m - T_{amb}}{G_{total}} \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$: é a diferença entre a temperatura média do fluido $\left(T_m = \frac{T_{solarIN} + T_{solarOUT}}{2} \right)$ e do ambiente “ T_{amb} ”, dividida pela radiação solar total “ G_{total} ”.

5.11. Modelagem do “*layout*” do sistema

Tendo feita toda a modelagem do ciclo de refrigeração por absorção (incluindo o regenerador e a torre de resfriamento, descritos anteriormente), e considerando também o modelo do painel solar, parte-se para a modelagem do arranjo do sistema. O painel solar irá atuar inicialmente para complementar a energia necessária ao ciclo, enquanto o restante da energia virá de uma outra fonte: o objetivo é calcular qual a parcela de energia possível de se obter da radiação solar.

i) Primeiro arranjo do sistema: Aquecedor a Gás Natural

O primeiro arranjo do sistema foi feito com base no aquecimento de água exclusivamente através da queima de gás natural: esta queima forneceria a energia necessária para aquecer um circuito de água, que será a fonte quente do sistema, cedendo calor ao gerador do ciclo de absorção. Este “*layout*” é visto na Figura 5.11.1, na qual se tem o esquema do gerador do ciclo de absorção, da bomba, da válvula de controle e do aquecedor a gás natural.

A troca de calor entre os gases provenientes da queima do gás natural e a água será realizada através de um trocador de calor casco e tubos. A princípio, foi utilizado um modelo semi-empírico para este trocador: partindo dos gráficos de trocadores de calor dados por INCROPERA (2002), foi obtida uma determinada efetividade para o trocador casco e tubos. Além disso, através de um balanço de energia, sabe-se que a quantidade de energia necessária para suprir a demanda no gerador deve ser integralmente fornecida pelos gases provenientes da queima de gás natural.

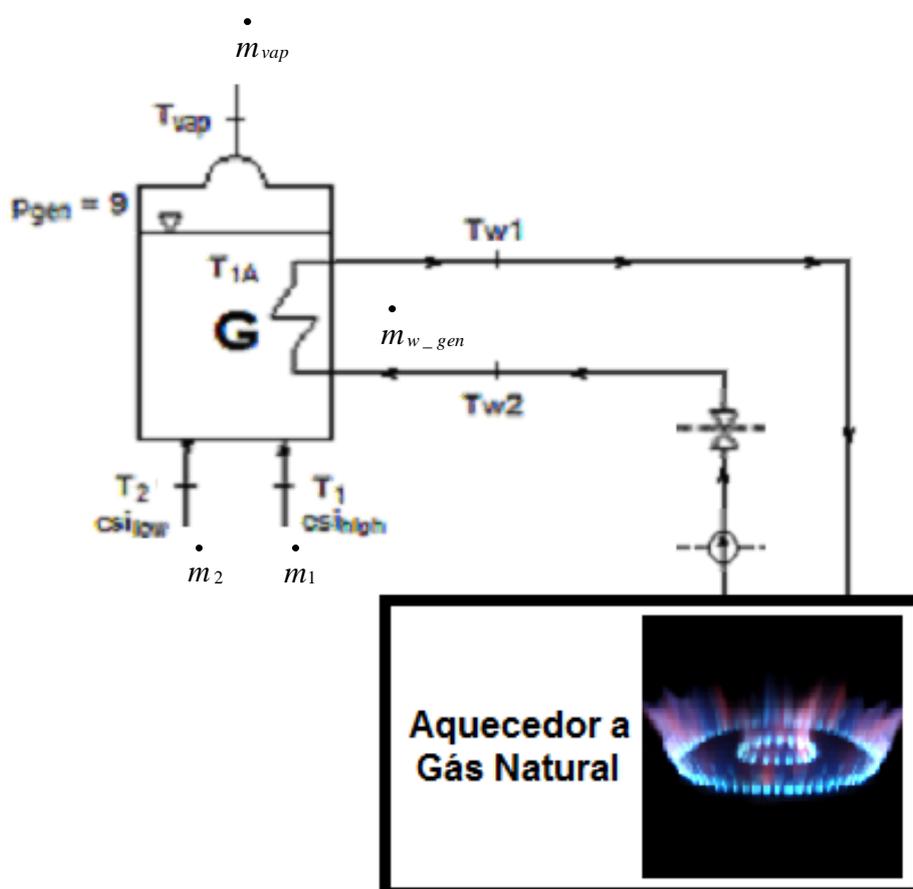


Figura 5.11.1 – Primeiro arranjo do sistema: Aquecedor a Gás Natural.

A Equação 5.11.1 mostra que a potência de entrada no gerador deve ser igual à efetividade do trocador de calor multiplicada pela potência fornecida na queima do gás natural: esta, por sua vez, é dada pela Equação 5.11.2, que depende da vazão em massa de gás natural, e do poder calorífico inferior (PCI) do mesmo.

$$\phi_{IN} = \varepsilon_{TC} \cdot \dot{Q}_{gás} \quad (5.11.1)$$

$$\dot{Q}_{gás} = \left(\dot{m}_{gás} \cdot PCI_{gás} \right) \quad (5.11.2)$$

A efetividade do trocador, dada por “ ε_{TC} ”, foi obtida considerando um trocador de calor casco e tubo com um passe no casco e um número par de passes nos tubos (Fonte: INCROPERA, 2002).

ii) Segundo arranjo do sistema (em paralelo): Aquecedor a Gás Natural + Aquecimento Solar

Tendo já o “*layout*” do sistema com o aquecedor a gás natural, neste item foi incluída a modelagem do painel solar (detalhada no item 5.10), já que esta foi considerada uma segunda fonte de energia para o ciclo de absorção. Ambas as fontes aquecem um circuito de água pressurizada, de modo a ceder calor ao gerador do ciclo de absorção.

Válvulas de controle regulam a vazão de água que passa por cada trecho do arranjo, de modo a adequar a quantidade intermitente de potência fornecida pelo painel solar, como mostra a Figura 5.11.2. À medida que o painel solar recebe maior quantidade de radiação (fornecendo uma maior potência à água), diminui-se a queima do gás natural reduzindo a sua vazão “ $\dot{m}_{gás}$ ”.

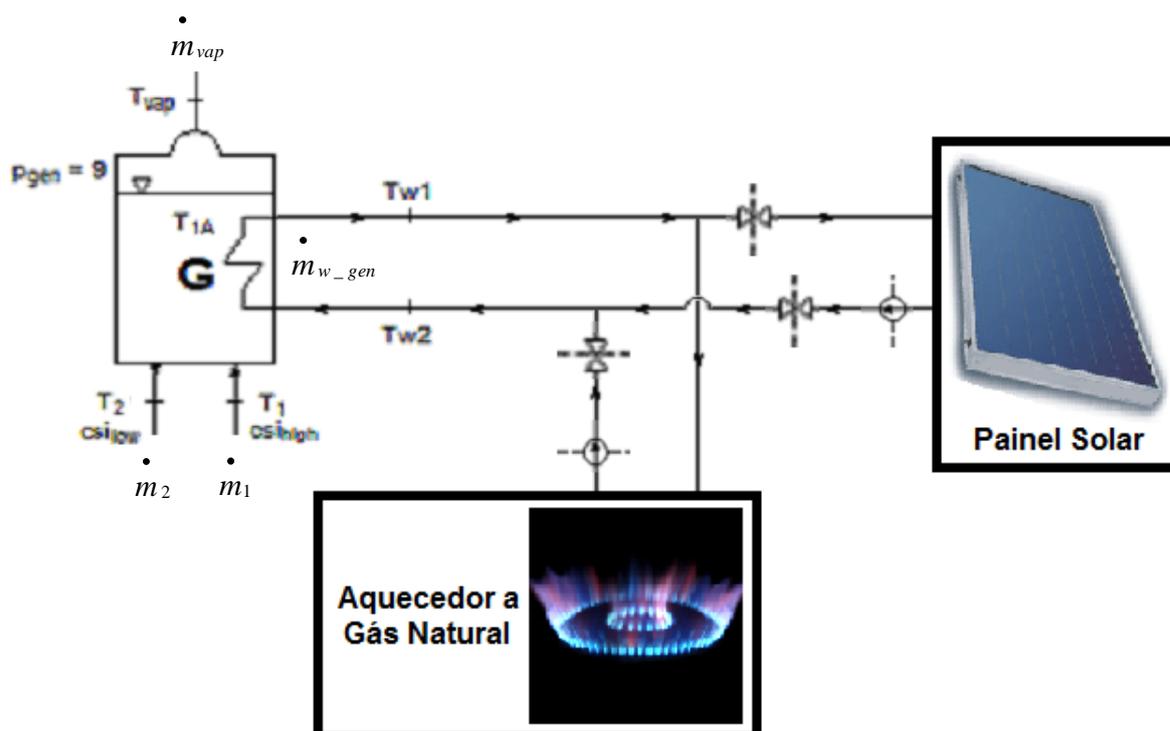


Figura 5.11.2 – Segundo arranjo do sistema (em paralelo): Aquecedor a Gás Natural + Painel Solar.

iii) Terceiro arranjo do sistema (em série): Pré-Aquecimento Solar + Aquecedor a Gás Natural

O último arranjo estudado levou em consideração a possibilidade de realizar o pré-aquecimento da água que sai do gerador no painel solar, e posteriormente complementar o aumento da temperatura com o aquecimento a partir da queima do gás natural. Este último “*layout*” possui uma diferença fundamental com relação ao anterior: ao invés de modificar a vazão de água (que é dividida em partes proporcionais para cada fonte de calor: arranjo em paralelo), esta seria mantida constante, e cada fonte de calor seria responsável por um determinado aumento da temperatura na tubulação de água que aquece o gerador (sendo considerado, portanto, um arranjo em série), como mostrado na Figura 5.11.3.

Tendo já o “*layout*” do sistema com o aquecedor a gás natural, neste item foi incluída a modelagem do painel solar (detalhada no item 5.10), já que esta foi considerada uma segunda fonte de energia para o ciclo de absorção. Ambas as fontes aquecem um circuito de água pressurizada, de modo a ceder calor ao gerador do ciclo de absorção.

Válvulas de controle também podem regular a vazão de água que passa por cada trecho do arranjo, possibilitando um “*by-pass*” no caso em que uma das fontes fosse inutilizada (casos extremos, quando o painel solar supre 100% da potência necessária no gerador, ou quando o aquecedor a gás fornece os 100%).

Foi incluída uma temperatura intermediária (entre as fontes de calor) “ T_p ”, que é a temperatura da água que sai do painel solar e entra no aquecedor a gás natural. Esta temperatura é variável, já que o painel solar irá fornecer uma quantidade de energia que varia com a intensidade da radiação solar ao longo do dia: como a vazão mássica dentro do painel é fixa, assim como as dimensões do painel, o parâmetro que sofrerá variações ao longo do dia é a temperatura “ T_p ”.

- Pressão atmosférica em função da altitude local:

$$p_{atm} = 101,3250 \cdot \left(-2,2560 \cdot 10^{-5} \cdot ALT \right)^{2,2560} \quad (5.12.2)$$

com “ p_{atm} ” dada em kPa, e “ ALT ” dada em metros.

- Pressão de vapor d’água saturado:

$$p_v = \sum_{i=0}^6 C_i \cdot t^i, \text{ para o intervalo } 0^\circ\text{C} \leq t \leq 50^\circ\text{C} \quad (5.12.3)$$

com “ p_v ” dada em kPa, “ t ” dado em °C, e os seguintes coeficientes:

$$C_0 = 0,611217421$$

$$C_1 = 0,0444268992$$

$$C_2 = 1,42440863 \cdot 10^{-3}$$

$$C_3 = 2,70506969 \cdot 10^{-5}$$

$$C_4 = 2,77940283 \cdot 10^{-7}$$

$$C_5 = 2,6287086 \cdot 10^{-9}$$

$$C_6 = 1,07210619 \cdot 10^{-12}$$

- Umidade específica em função da temperatura de bulbo seco e umidade relativa:

$$\omega_{UR;TBS} = \frac{0,622 \cdot UR \cdot p_v^{BS}}{p_{atm} - UR \cdot p_v^{BS}} \quad (5.12.4)$$

com “ $\omega_{UR;TBS}$ ” dada em kg/kg (kg de vapor d’água/kg de ar seco), “ p_v^{BS} ” e “ p_{atm} ” dadas em kPa, e “ UR ” dada em %.

- Entalpia em função da temperatura de bulbo seco e da umidade absoluta:

$$h_{BS;\omega} = c_a + c_v \cdot \omega \cdot TBS + L \cdot \omega \quad (5.12.5)$$

com “ $h_{BS;\omega}$ ” dada em kJ/kg, “ $c_a = 1,0048 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ\text{C}}$ ”, “ $c_v = 1,8050 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ\text{C}}$ ”,

“ TBS ” dada em °C, “ $L = 2501 \frac{kJ}{kg}$ ” e “ ω ” dada em kg/kg (kg de vapor

d’água/kg de ar seco).

6. SIMULAÇÕES

6.1. Esquema com a notação utilizada

Para realizar a simulação do programa feito no EES, partiu-se das notações utilizadas até agora, e mostradas no esquema da Figura 6.1:

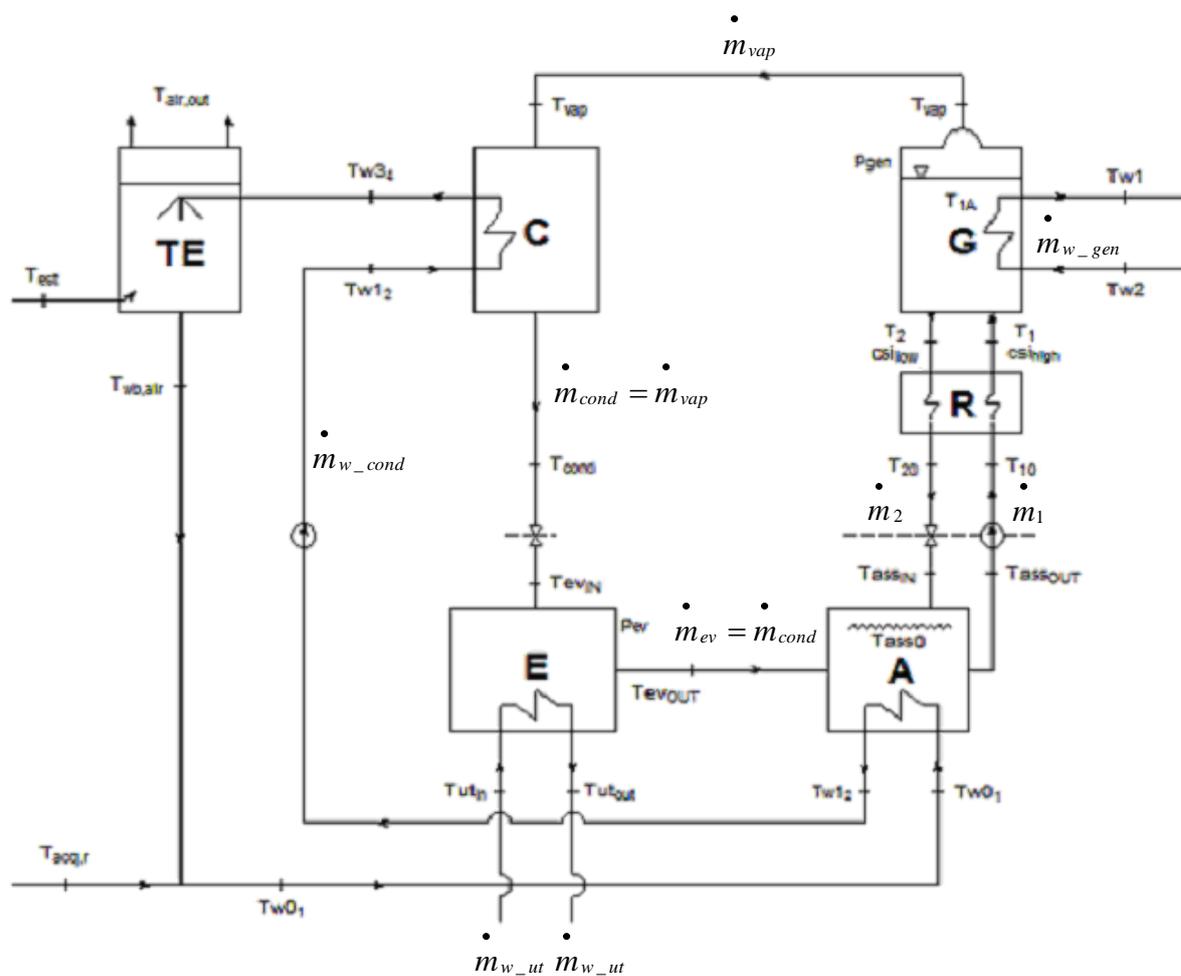


Figura 6.1.1 – Esquema do ciclo de refrigeração por absorção, modelado através do software EES.

6.2. Dados de simulação do painel solar

O painel solar escolhido é o modelo THK 270, fabricado pela empresa Marla, e está mostrado na Figura 6.2:



Os Painéis Solares THK são construídos com base na mais avançada tecnologia, com absorvedor fabricado em cobre de alta capacidade de absorção (95%), soldadura por ultra-sons e acabamento seletivo em Inox. A caixa de perfil em alumínio com revestimento em PVC de elevada durabilidade e de fácil aplicação é isolada com lã mineral de 40mm de espessura. A cobertura do coletor é feita em vidro solar de baixa refletividade, com 4mm de espessura.

Figura 6.2.1 – Painel solar térmico THK 270 (Fonte: MARLA).

As especificações técnicas do modelo estão descritas a seguir:

- Área Bruta: 2,610 m²;
- Área de Abertura: 2,390 m²;
- Área do Absorvedor: 2,350 m²;
- Peso em Vazio: 44,0 kg;
- Volume de Fluido: 2,5 L;
- Nº de Passagens do Fluido: 10;
- Vazão volumétrica (por m²): 40 L/h;
- Isolamento lateral: 20 mm (lã mineral)
- Pressão Máx de Serviço: 6 bar;
- Pressão de Ensaio: 25 bar;
- Temperatura Máxima de Serviço: 120 °C;
- Rendimento Óptico (η_0): 0,837;
- Coeficiente Global de Perdas (a_1): $6,10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$;

- Coeficiente Secundário de Perdas (a_2): $0,0050 \frac{W}{m^2 \cdot K}$;
- Perda de Carga (40 L/h): 14 Pa;
- Dimensões (Altura x Largura x Profundidade): 2125mm x 1230mm x 90mm.

Sabe-se que o teto do laboratório do CPD possui cerca de 240 m² de área, o que permite instalar 200 m² de área útil para a captação da radiação solar pelos painéis: isto corresponde a 85 painéis solares do modelo escolhido.

6.3. Dados de simulação do aquecedor a gás natural

O poder calorífico inferior (PCI) do gás natural é dado por (Fonte: GASNET):

- $PCI_{gás} = 36000 kJ / m^3$

6.4. Dados de simulação do ciclo de refrigeração por absorção

Para a obtenção dos parâmetros dos trocadores de calor utilizados no ciclo, partiu-se de um ciclo de refrigeração por absorção já existente (que aproveita a energia proveniente da queima de um gás em uma indústria) e dimensionado adequadamente para o tal projeto. Deste ciclo prévio em operação, eram conhecidas as temperaturas e vazões mássicas em todos os pontos, de modo que estes foram inseridos no programa, obtendo-se assim os parâmetros para os trocadores de calor (coeficiente global de troca de calor, e área dos trocadores).

Como o projeto estudado por este trabalho (CPD) possuía um perfil de carga similar à potência trocada no evaporador do ciclo de refrigeração por absorção já existente, foram feitas apenas algumas adaptações, para chegar no projeto final avaliado neste trabalho.

Sendo assim, foi feito um programa (a partir do *software* EES) no qual as temperaturas e vazões mássicas eram conhecidas, de modo a obter as características dos trocadores de calor do ciclo de refrigeração: estes foram adotados para a simulação do ciclo (fixados como dados de projeto), de forma a atender as faixas de utilização dos equipamentos selecionados. Além disso, algumas temperaturas e vazões também foram fixadas, deixando outros parâmetros livres (tal como a concentração da mistura que sai do gerador, por exemplo).

- Calor específico da água: $c_{p_w} = 4,186 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$;
- Pressões de trabalho:
 - Gerador e condensador (alta pressão): $p_{gen} = p_{cond} = 9kPa$;
 - Absorvedor e evaporador (baixa pressão):
 $p_{abs} = p_{ev} = 0,8kPa$;
 - Atmosférica (referência): $p_{atm} = 101,3kPa$;
- Temperaturas fixadas:
 - Água na entrada da tubulação que aquece o gerador (igual à máxima temperatura de serviço do painel solar, sendo desprezadas as perdas de calor nos tubos): $T_{w2} = 120^\circ C$;
 - Água na entrada da torre de resfriamento: $T_{w3_4} = 40^\circ C$;
 - Ar na entrada da torre de resfriamento: $T_{est} = 24^\circ C$ (umidade relativa do ar na entrada: $UR = 75\%$);
 - Água “externa”, integrada à tubulação que vai para a torre de resfriamento: $T_{acq,r} = 15^\circ C$;
- Vazões:
 - Mistura que sai do absorvedor: $\dot{m}_1 = 0,5kg/s$;
 - Água na tubulação que aquece o gerador: $\dot{m}_{w_gen} = 2kg/s$;

- Ar na entrada da torre de resfriamento: $\dot{m}_{air} = 16,45 \text{ kg/s}$;
- Concentração:
 - Mistura que sai do absorvedor: $csi_{high} = 59,5$;
- Trocadores de calor:
 - Gerador: $\dot{Q}A_{gen} = 24,67 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}}$;
 - Absorvedor: $\dot{Q}A_{abs} = 18,65 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}}$;
 - Regenerador: $\dot{Q}A_{reg} = 55,79 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}}$;
 - Evaporador: $\dot{Q}A_{eva} = 20,69 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}}$.

No caso do trocador de calor do condensador, este não teve seus parâmetros “U” e “A” fixados, pois todas as temperaturas envolvidas neste componente já são conhecidas (já que os outros trocadores estão caracterizados), além do fato de já ser estipulado um valor para a temperatura de entrada da água na torre de resfriamento (“ $T_{w3_4} = 40^\circ\text{C}$ ”). Portanto, este trocador haverá um coeficiente global de troca de calor e uma área que serão obtidos no resultado do programa.

6.5. Dados climáticos: radiação solar

Partindo da modelagem (mostrada no item 5 deste trabalho), dos parâmetros iniciais do ciclo, das características do painel solar escolhido e dos trocadores de calor adotados, é possível chegar à participação da energia solar deste sistema. Para isso, são necessários os dados climáticos para a cidade em questão: foram obtidos os dados de radiação solar para as cidades de Recife, PE (Brasil), São Paulo, SP (Brasil) e Turim, TO (Itália). Estas cidades possuem diferentes distribuições ao longo do dia, variando também em função da época do ano, como é visto no gráfico da Figura 6.5.1: as fontes utilizadas foram obtidas a partir de centros meteorológicos das respectivas cidades, e disponibilizadas através da Internet (como no caso da página *web* da Província de Turim).

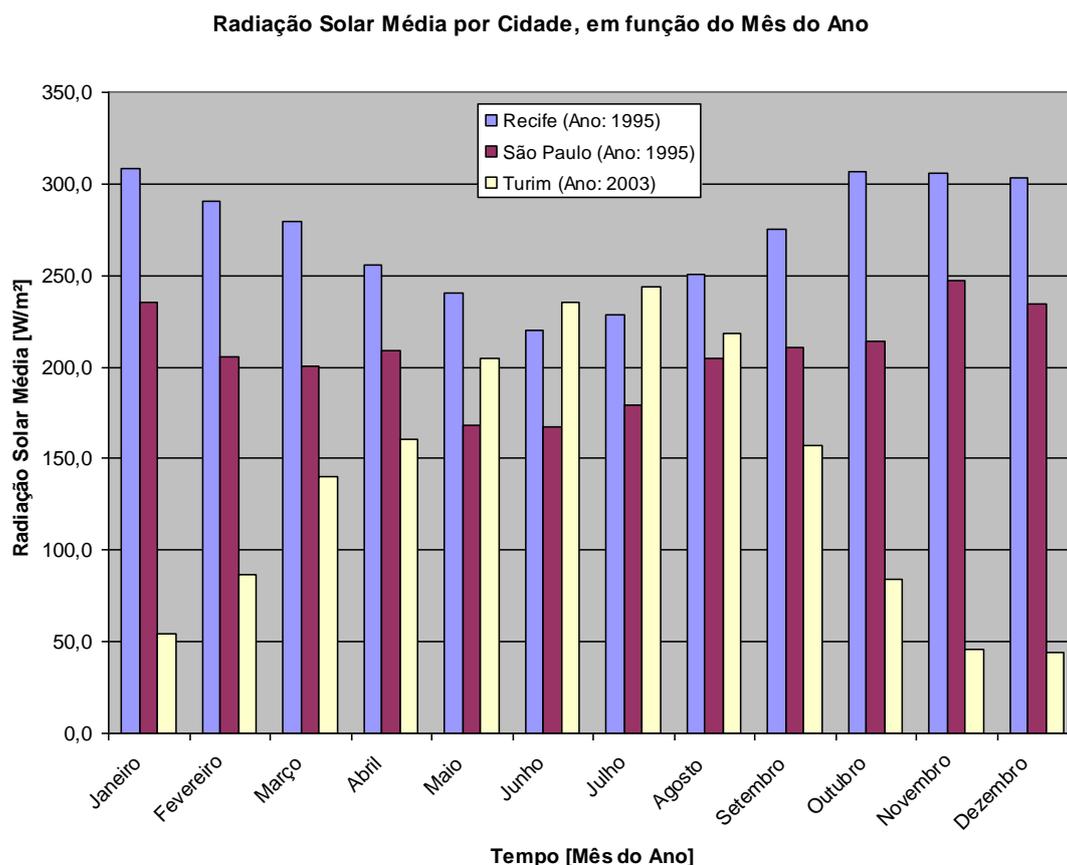


Figura 6.5.1 – Radiação Solar Média por Cidade, em função do Mês para o Ano de Referência.

A partir dos dados descritos neste item do trabalho, fez-se a simulação do modelo (realizado no *software* EES), de modo a obter a participação da energia solar no sistema para cada cidade. Além disso, foram modificados alguns parâmetros, de modo a ajustar as simulações e obter melhores resultados.

6.6. Dados climáticos: temperatura e umidade relativa

As temperaturas médias ao longo do ano nas cidades de Recife, PE (Brasil), São Paulo, SP (Brasil) e Turim, TO (Itália) são vistas no gráfico da Figura 6.6.1: as fontes utilizadas foram obtidas a partir de centros meteorológicos das respectivas cidades, e disponibilizadas através da Internet (como no caso da página *web* da Província de Turim): estes dados serão utilizados tanto para o cálculo da potência fornecida pelo painel solar quanto para a estimativa do ciclo economizador.

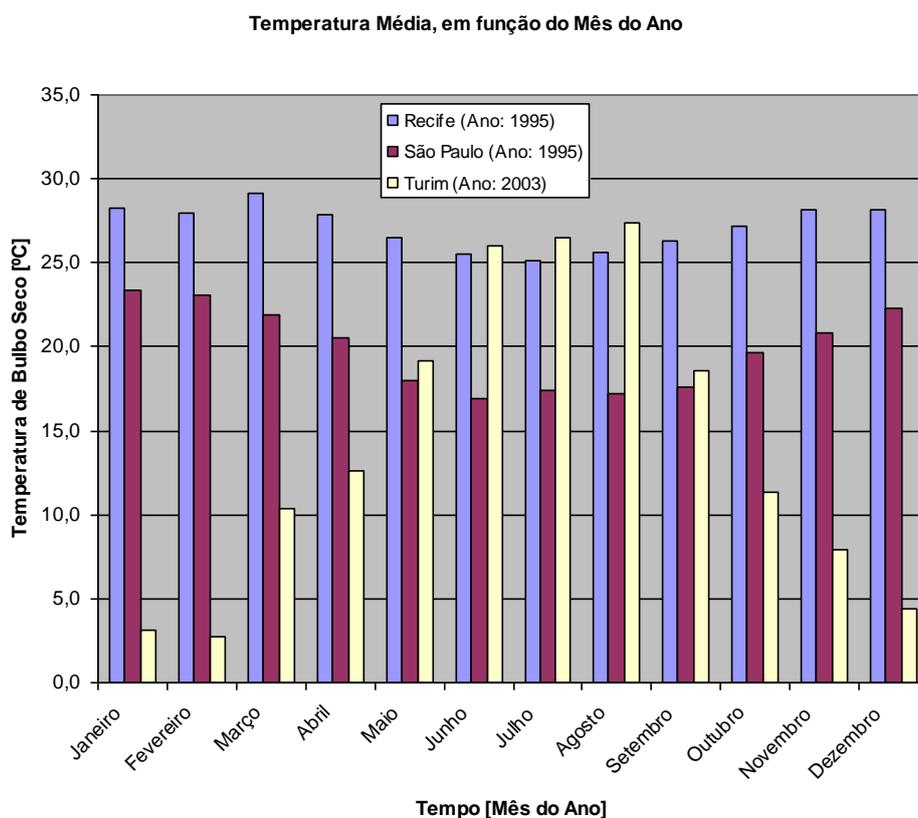


Figura 6.6.1 – Temperatura Média por Cidade, em função do Mês para o Ano de Referência.

Os valores de umidade relativa ao longo do ano nas cidades de Recife, PE (Brasil), São Paulo, SP (Brasil) e Turim, TO (Itália) são vistos no gráfico da Figura 6.6.2: as fontes utilizadas são as mesmas, obtidas a partir de centros meteorológicos das respectivas cidades, e disponibilizadas através da Internet (como no caso da página *web* da Província de Turim): estes dados serão utilizados para a estimativa do ciclo economizador.

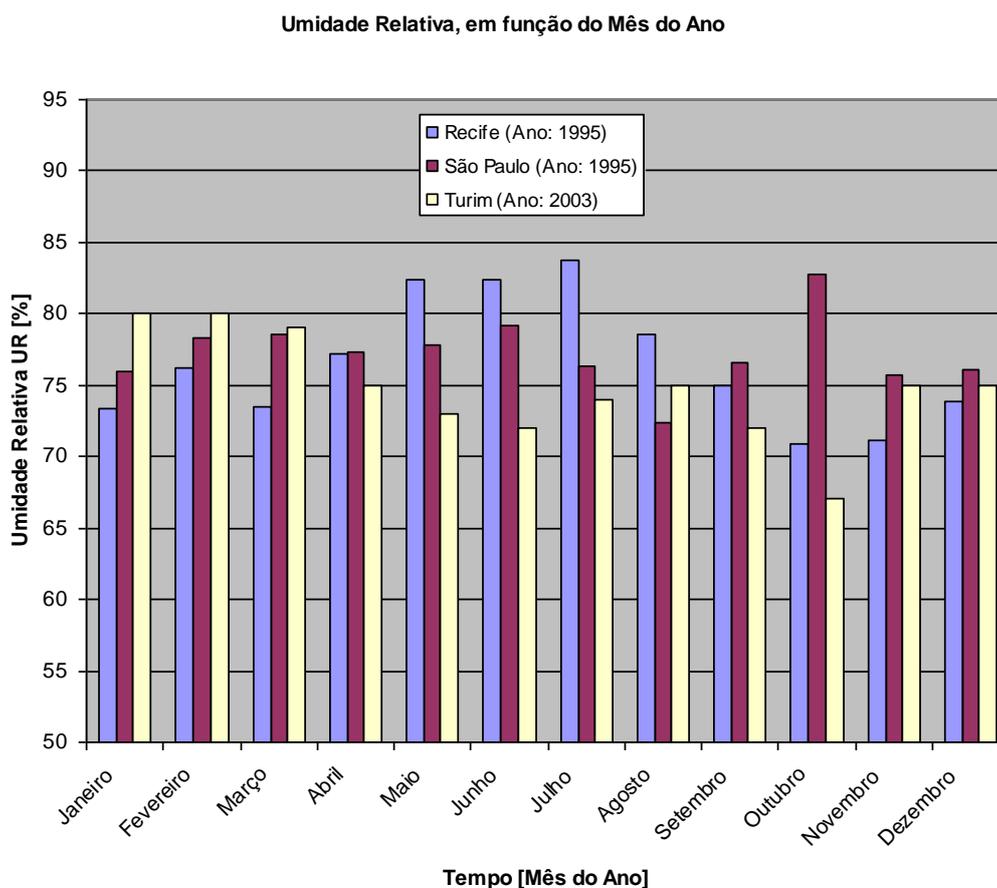


Figura 6.6.2 – Umidade Relativa Média por Cidade, em função do Mês para o Ano de Referência.

7. RESULTADOS

7.1. Controle do Ciclo de Refrigeração por Absorção (Com Parâmetros do Ciclo Variáveis), Ausência de Acumuladores de Energia e Arranjo do Sistema em Paralelo

Em função da variação de radiação solar ao longo do dia, e também do perfil de carga térmica do CPD (mostrado no item 4.9 deste trabalho), foi estudada a modificação de alguns parâmetros do sistema de modo a atender as necessidades do ambiente, e ao mesmo tempo cumprir com a disponibilidade de energia.

Sendo assim, a primeira avaliação proposta neste trabalho foi verificar quais os efeitos provocados pela modificação da temperatura de entrada da fonte quente no gerador (mantendo os outros parâmetros dados no item 6.4), ou seja, variar a temperatura da água que entra na tubulação que vai ceder calor ao gerador, e inicialmente realizar alterações no ciclo de refrigeração por absorção. Os efeitos desta simples modificação estão relacionados ao fato da alteração da oferta e demanda de energia ao longo do dia, e podem ser vistos nos gráficos das Figuras 7.1.1 (Potências), 7.1.2 (COP) e 7.1.3 (Vazões).

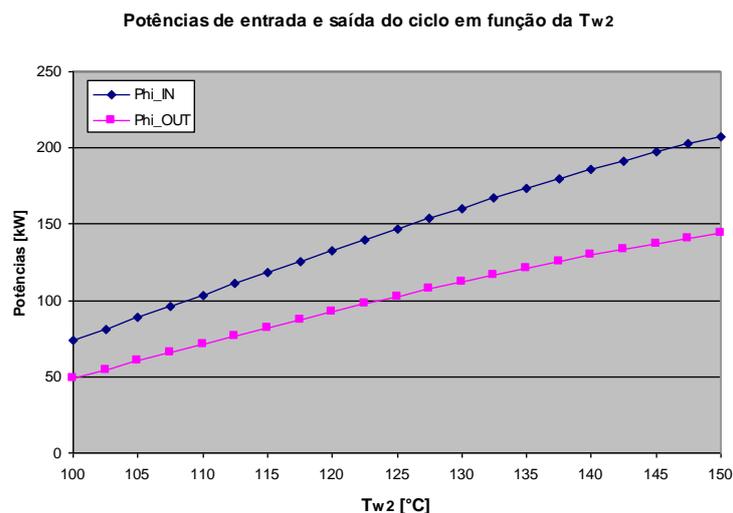


Figura 7.1.1 – Potências no gerador (“ Φ_{i_IN} ”) e evaporador (“ Φ_{i_OUT} ”), em função da Temperatura da água na entrada da tubulação que aquece o gerador (“ T_{w2} ”).

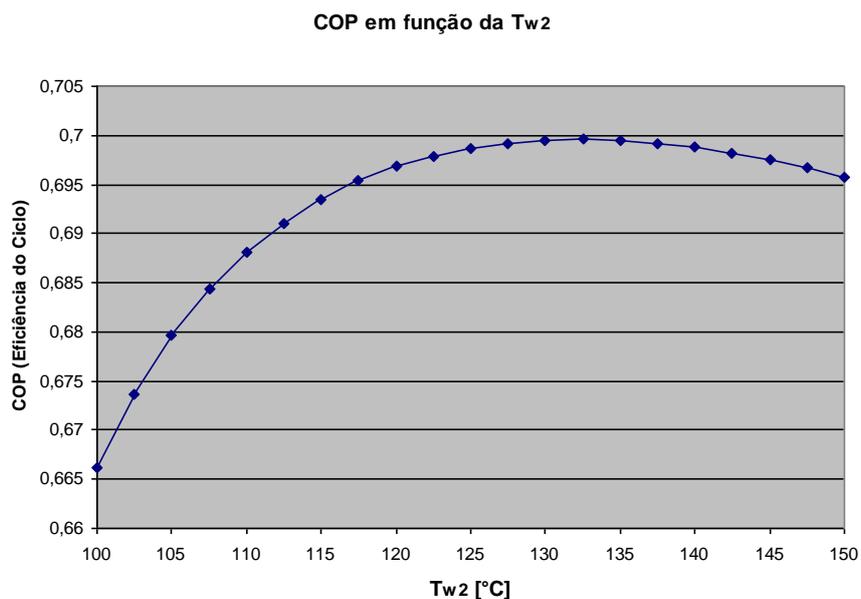


Figura 7.1.2 – COP (Eficiência do ciclo) em função da Temperatura da água na entrada da tubulação que aquece o gerador (“ T_{w2} ”).

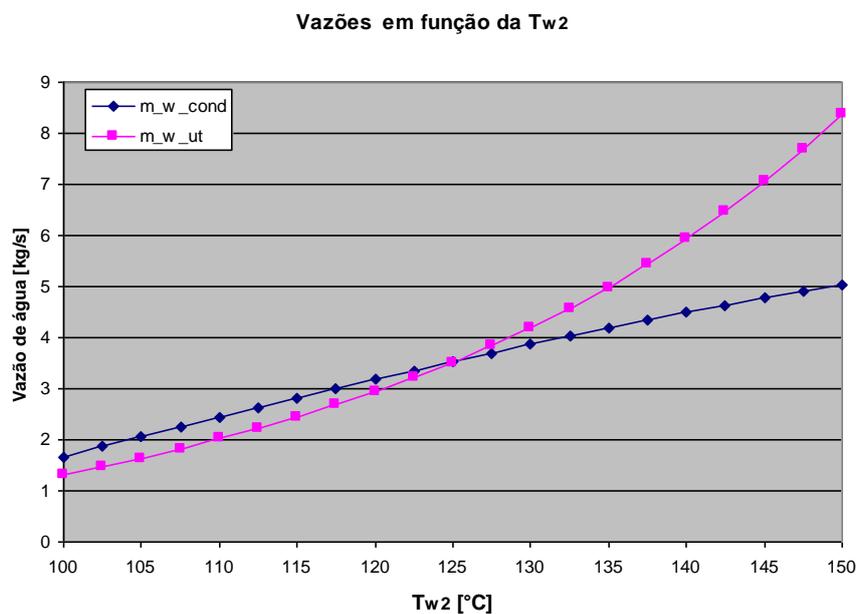


Figura 7.1.3 – Vazões da água da torre de resfriamento (“ \dot{m}_{w_cond} ”) e de utilização (“ \dot{m}_{w_ut} ”), em função da Temperatura da água na entrada da tubulação que aquece o gerador (“ T_{w2} ”).

Percebe-se que as potências do gerador (“ Φ_{IN} ”) e do evaporador (“ Φ_{OUT} ”) praticamente variam de forma linear (como mostra o gráfico da Figura 7.1.1) com o aumento da temperatura da fonte quente no gerador.

Entretanto, o projeto possui restrições quando a temperatura passa dos 140°C: acima desta temperatura, a vazão de água necessária na tubulação que troca calor com o evaporador do ciclo (“ $\dot{m}_{w_{ut}}$ ”) cresce de forma exponencial (como mostra o gráfico da Figura 7.1.3), além do fato de que, à temperatura mencionada, esta vazão já é considerada impraticável com uma bomba adequada para um ciclo de refrigeração.

Sendo assim, a temperatura limite para o circuito de água no gerador (fonte quente) foi considerada igual a 135°C: esta também corresponde ao ponto de máxima eficiência do ciclo (máximo COP, conforme a Figura 7.1.2).

A partir desta análise, pode-se perceber que o COP varia entre 66 e 70%, o que sugere uma possível regulação do ciclo: este não possui uma grande variação da eficiência, o que mostra que não há diferenças significativas nas perdas do ciclo quando se considera a faixa de temperatura de operação na tubulação da fonte quente de 100°C a 135°C.

Supondo que o ciclo de refrigeração possa sofrer alterações, variando a sua característica (potência no evaporador, temperaturas de operação, vazões, etc.) de modo a cumprir somente com a carga térmica do CPD a cada hora do dia, é necessário saber qual seria a potência necessária a ser fornecida para o gerador. Sabe-se que o CPD possui o perfil de carga térmica da Tabela 7.1.1 (resumo do gráfico da Figura 4.9.1), como segue:

Tabela 7.1.2 – Perfil da Carga Térmica do CPD.

Horário do dia [h]	Carga Térmica [kW]
00:00 – 06:00	71,43 (baixa carga térmica)
07:00 – 18:00	142,9 (alta carga térmica)
19:00 – 23:00	71,43 (baixa carga térmica)

Considerando que o ciclo sofrerá uma modificação nos parâmetros de operação das 07:00h às 18:00h (quando a carga térmica dobra, de acordo com perfil dado na Tabela 7.1.1), foram fixadas as potências necessárias no evaporador para suprir a carga térmica do CPD nos dois períodos: o ciclo possui duas características distintas, que resultam nas temperaturas de operação mostradas nas Figuras 7.1.4, 7.1.5 (esquema e resultados para baixa carga térmica), 7.1.6 e 7.1.7 (esquema e resultados para alta carga térmica).

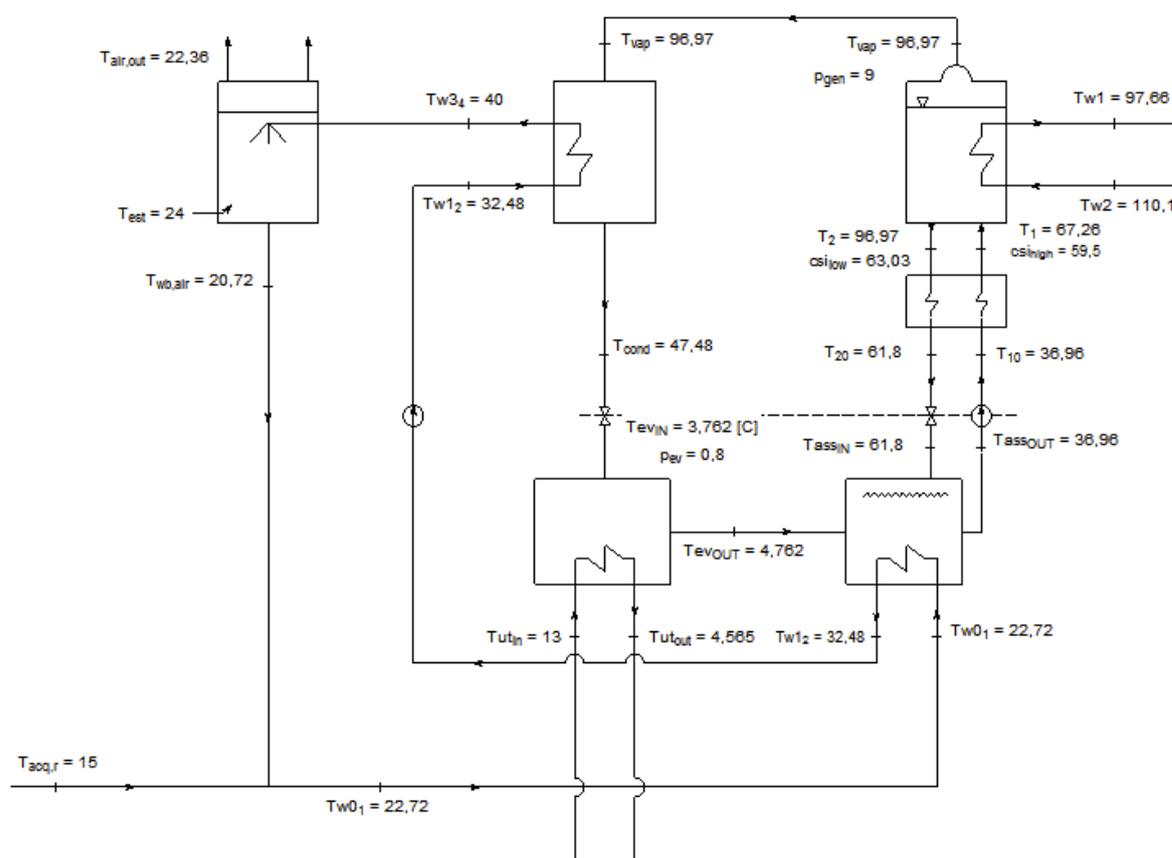


Figura 7.1.4 – Esquema com as temperaturas do ciclo, para o período de baixa carga térmica.

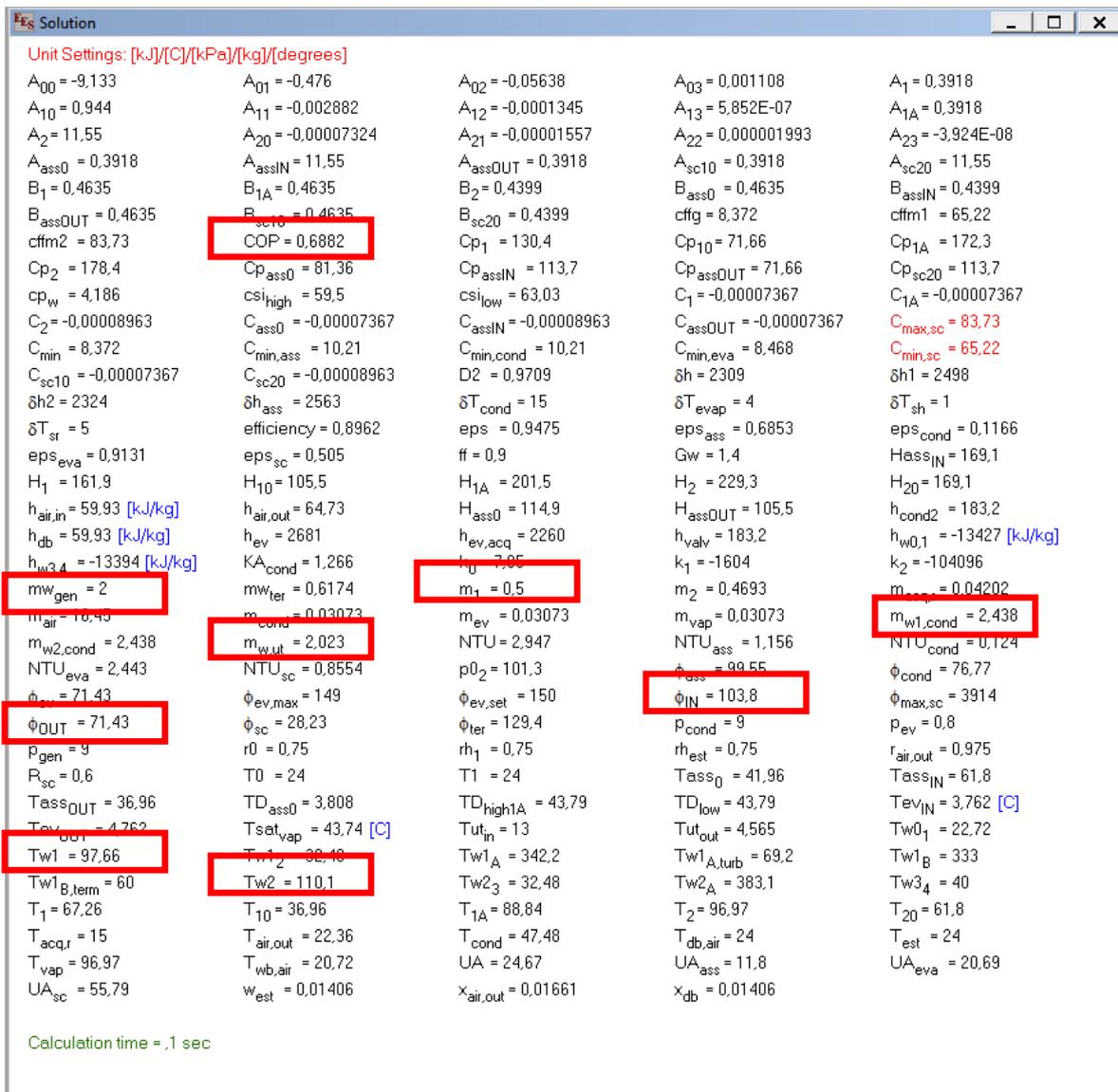


Figura 7.1.5 – Resultados do ciclo para o período de baixa carga térmica (destaque para as vazões, potências e temperaturas de interesse, marcadas com retângulos vermelhos).

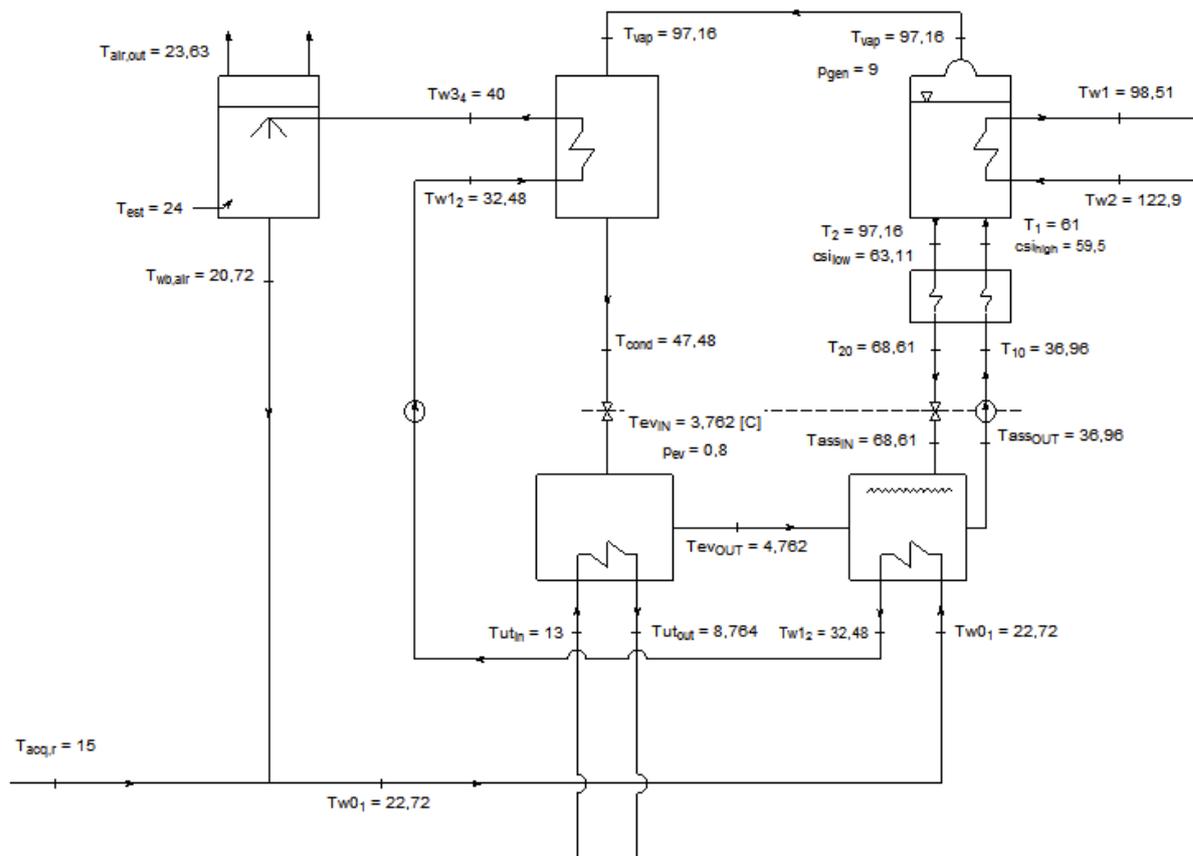


Figura 7.1.6 – Esquema com as temperaturas do ciclo, para o período de alta carga térmica.



Figura 7.1.7 – Resultados do ciclo para o período de alta carga térmica (destaque para as vazões, potências e temperaturas de interesse, marcadas com retângulos vermelhos).

Partindo destes resultados das temperaturas, vazões e potências para o ciclo de refrigeração por absorção (variando a temperatura da água na entrada da tubulação do gerador, “ T_{w2} ”, de acordo com o horário do dia), foi montada a Tabela 7.1.2 com as potências a serem fornecidas ao gerador, temperaturas de entrada (“ $T_{solarIN}$ ”, dada em °C) e saída (“ $T_{solarOUT}$ ”, dada em °C) da água no painel solar, e vazão da mistura de LiBr/H₂O que sai do absorvedor (mistura rica em refrigerante: “ \dot{m}_1 ”, dada em kg/s), de acordo com o horário do dia.

Tabela 7.1.2 – Potência térmica a ser fornecida ao gerador, temperaturas de entrada e saída da água no painel solar, e vazão da mistura de LiBr/H₂O que sai do absorvedor (mistura rica em refrigerante), em função do tempo.

Horário do dia [h]	Potência no Gerador [kW]	$T_{solarIN}$ [°C]	$T_{solarOUT}$ [°C]	\dot{m}_1 [kg/s]
00:00 – 06:00	103,8 (baixa carga térmica)	97,6	110	0,5
07:00 – 18:00	203,9 (alta carga térmica)	98,5	120*	0,8**
19:00 – 23:00	103,8 (baixa carga térmica)	97,6	110	0,5

* Temperatura máxima atingida pela água no painel solar.

** A vazão mássica da mistura “ \dot{m}_1 ” teve que ser ajustada, de forma que a temperatura de entrada da água no painel solar “ $T_{solarIN}$ ” não superasse os 100°C: caso isso ocorra, a vazão de água na tubulação que aquece o gerador “ \dot{m}_{w_gen} ” deveria aumentar exponencialmente de modo a cumprir com toda a potência trocada no painel solar.

A potência a ser fornecida pelo coletor solar pode ser obtida aplicando a modelagem do mesmo (descrita no item 5.10), e partindo dos dados do painel solar escolhido (item 6.4.1) e da radiação solar para cada cidade (informações disponibilizadas pelos centros meteorológicos), considerando o dia médio de cada mês: os resultados do calor transferido do coletor solar para a água estão mostrados nas Tabelas 7.1.3 (Recife, PE, Brasil) e 7.1.4 (São Paulo, SP, Brasil).

Tabela 7.1.3 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de Recife, PE (Brasil).

Horário do Dia [h]	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
00:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
01:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
02:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
03:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
04:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	22,8	25,7	24,7
05:00	40,3	34,2	34,0	34,2	31,7	27,5	25,6	29,2	36,8	46,0	53,9	51,0
06:00	83,3	74,2	71,5	69,8	66,6	58,8	52,8	65,2	75,7	89,4	94,2	90,1
07:00*	115,0	103,5	105,0	98,9	90,6	84,2	74,4	92,4	103,6	119,6	123,3	120,0
08:00*	141,4	127,7	132,4	120,5	112,3	105,3	98,1	120,1	128,2	146,0	144,5	142,2
09:00*	155,6	149,5	147,5	138,7	130,7	119,4	124,1	137,0	144,4	161,9	160,9	158,6
10:00*	163,9	164,7	156,6	149,2	138,9	130,4	136,1	146,5	154,0	169,6	163,7	160,4
11:00*	164,9	168,3	156,1	150,3	144,0	132,1	143,2	143,5	156,4	166,3	165,2	168,0
12:00*	163,4	159,3	153,4	143,8	139,7	131,0	134,7	141,2	155,1	165,8	163,8	163,3
13:00*	155,0	146,0	147,7	131,4	125,3	116,9	123,8	128,6	145,4	152,3	153,2	143,1
14:00*	142,2	130,8	133,3	115,1	113,8	97,6	108,6	112,4	117,9	127,8	129,7	132,0
15:00*	113,8	104,9	106,0	91,6	82,0	75,2	80,8	86,2	88,7	99,5	99,4	101,2
16:00*	73,3	68,8	65,7	55,6	44,7	41,8	48,7	47,3	50,6	53,9	55,8	63,2
17:00*	31,2	30,7	28,2	23,0	0,0	0,0	19,7	20,1	20,6	21,9	23,0	26,3
18:00*	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Médias	64,3	60,9	59,9	55,1	50,8	46,7	48,8	52,9	57,4	64,3	64,8	64,3

*Obs: Considerou-se que o coletor solar consegue pré-aquecer a água até a temperatura máxima de operação do mesmo (120°C): após passar pelo painel solar, a água deve ser aquecida até os 122,9°C pelo aquecedor a gás natural (temperatura necessária da água na entrada da tubulação que aquece o gerador do ciclo), de modo a suprir o período de alta carga térmica.

Tabela 7.1.4 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).

Horário do Dia [h]	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
00:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
01:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
02:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
03:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
04:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
05:00	19,9	17,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	10,2	15,2	20,1	21,8
06:00	39,3	27,3	24,8	20,0	14,5	10,0	10,4	12,9	17,8	30,5	48,5	48,2
07:00*	71,5	52,6	54,7	44,5	30,2	18,1	16,0	30,1	40,8	58,0	76,8	77,5
08:00*	100,1	80,4	89,6	85,3	64,8	52,0	47,3	64,8	71,4	90,3	102,9	103,7
09:00*	118,0	101,5	108,2	110,9	89,8	82,4	78,9	95,3	97,0	111,2	122,9	116,9
10:00*	122,7	115,6	113,7	126,6	103,7	101,1	104,9	114,5	114,5	123,2	134,9	125,4
11:00*	126,9	122,5	113,2	126,7	110,6	108,7	118,2	124,7	124,6	126,9	134,3	129,5
12:00*	126,5	122,6	110,1	125,8	101,3	111,8	122,5	128,0	126,9	125,4	131,3	129,2
13:00*	123,3	117,4	108,3	118,7	95,0	106,5	118,8	122,7	122,2	116,5	123,3	117,4
14:00*	114,6	104,7	101,2	101,4	85,9	91,0	101,3	108,2	109,6	99,7	110,7	99,4
15:00*	98,0	83,3	85,5	81,4	64,1	63,0	72,9	82,5	82,7	73,9	87,8	81,7
16:00*	71,1	64,1	57,8	50,2	32,9	28,4	36,7	45,2	49,3	42,3	59,0	60,3
17:00*	41,7	37,0	27,6	18,3	12,2	11,6	13,4	14,7	16,1	17,8	30,0	34,7
18:00*	19,2	17,9	14,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	10,7	13,8	16,8
19:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Médias	49,7	44,3	42,0	42,1	33,5	32,7	35,1	39,3	41,0	43,4	49,9	48,4

*Obs: Considerou-se que o coletor solar consegue pré-aquecer a água até a temperatura máxima de operação do mesmo (120°C): após passar pelo painel solar, a água deve ser aquecida até os 122,9°C pelo aquecedor a gás natural (temperatura necessária da água na entrada da tubulação que aquece o gerador do ciclo), de modo a suprir o período de alta carga térmica.

Como a demanda de energia no CPD varia ao longo do dia, o cálculo de potência que o aquecedor a gás natural deve fornecer é dado pela diferença entre a demanda de potência no gerador e a potência fornecida pelo painel solar. Calculando esta diferença para o mês de novembro, responsável pela maior média de potência fornecida para as duas cidades brasileiras estudadas (para os demais meses do ano, o cálculo é análogo), foi obtido o gráfico que mostra a participação do coletor solar no fornecimento de calor à água que aquece o gerador do ciclo ao longo do dia, para as cidades de Recife, PE, Brasil (mostrado na Figura 7.1.8) e São Paulo, SP, Brasil (Figura 7.1.9).

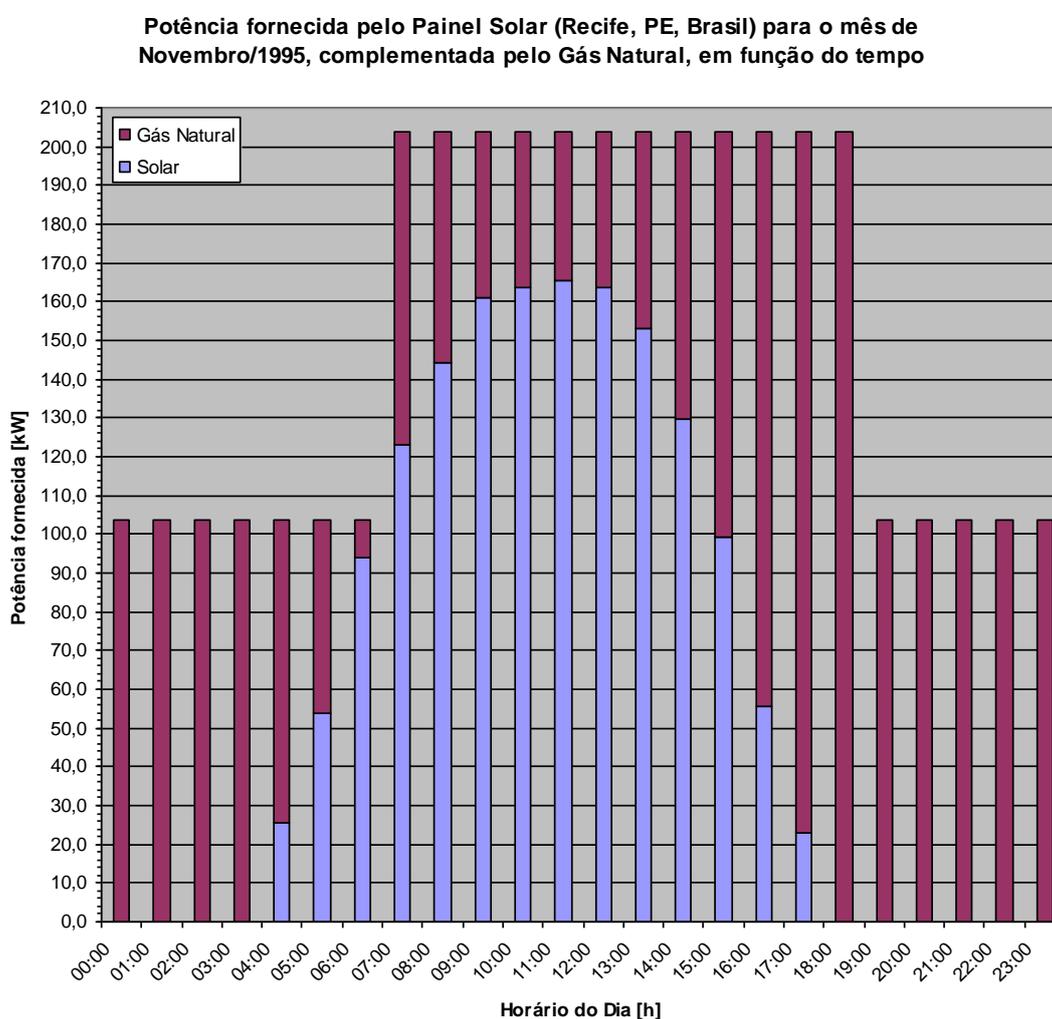


Figura 7.1.8 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de Recife, PE (Brasil).

Potência fornecida pelo Painel Solar (São Paulo, SP, Brasil) para o mês de Novembro/1995, complementada pelo Gás Natural, em função do tempo

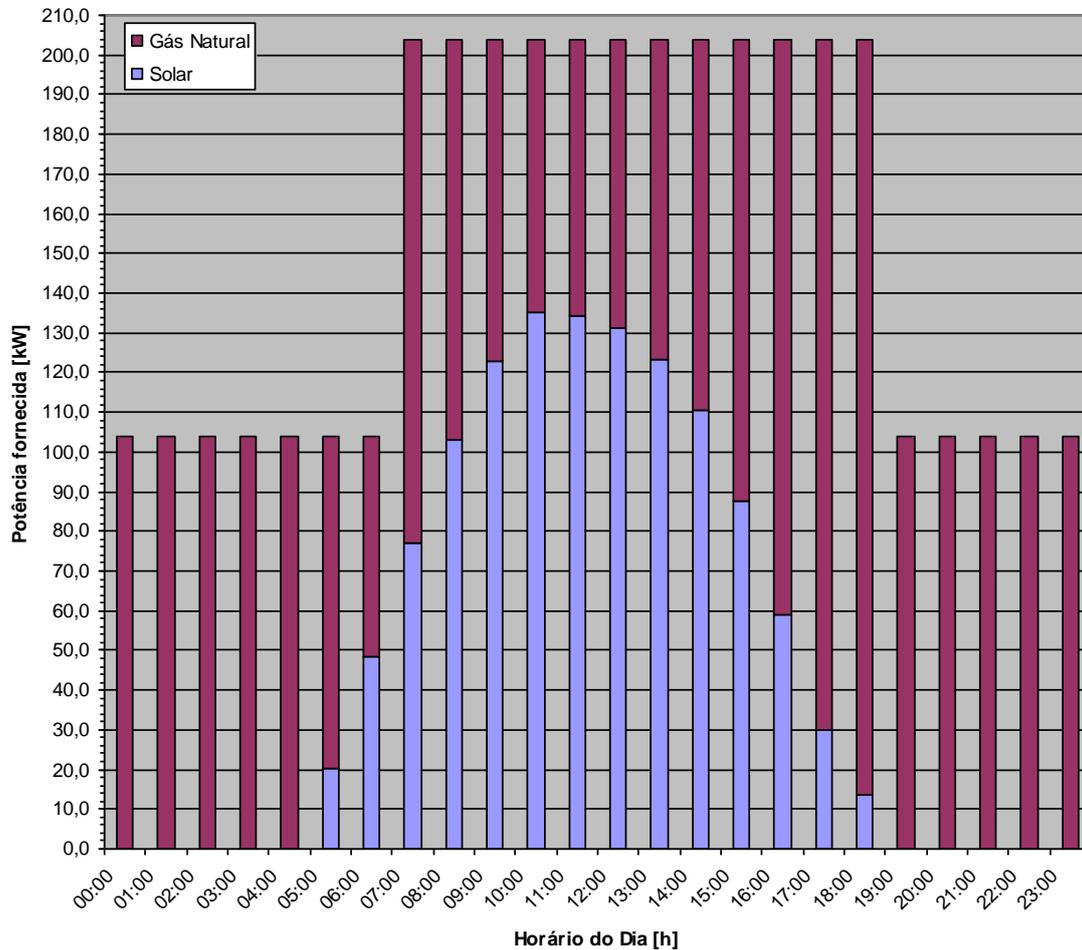


Figura 7.1.9 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).

Através dos valores médios mensais de potência fornecida pelo coletor solar para as cidades de Recife, PE, Brasil e São Paulo, SP, Brasil (mostrados respectivamente na última linha das Tabelas 7.1.3 e 7.1.4), e considerando também os dados para a cidade de Turim, TO, Itália (que não dispunha de dados climáticos por hora, como as cidades brasileiras, mas somente dos valores médios mensais de radiação solar, mostrados na Figura 6.4.1), pode-se construir a Tabela 7.1.5, que mostra a participação mensal da energia solar em cada cidade, partindo do mesmo coletor e ciclo de absorção, e considerando que a média da demanda no gerador do ciclo é dada pela Equação 7.1.1 (média ponderada):

$$\bar{\phi}_{OUT} = \frac{12 \cdot (03,8kW) + 12 \cdot (03,9kW)}{24} = 153,9kW \quad (7.1.1)$$

Tabela 7.1.5 – Participação média mensal da Energia Solar em cada cidade estudada.

Tempo [mês]	Demanda no Gerador	Recife, PE (Brasil)		São Paulo, SP (Brasil)		Turim, TO (Itália)	
	Q [kW]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]
Janeiro	153,9	64,3	41,8	49,7	32,3	0,5	0,3
Fevereiro	153,9	60,9	39,6	44,3	28,8	5,4	3,5
Março	153,9	59,9	38,9	42,0	27,3	23,7	15,4
Abril	153,9	55,1	35,8	42,1	27,3	29,9	19,4
Maiο	153,9	50,8	33,0	33,5	21,8	45,3	29,4
Junho	153,9	46,7	30,3	32,7	21,2	58,4	38,0
Julho	153,9	48,8	31,7	35,1	22,8	60,6	39,4
Agosto	153,9	52,9	34,4	39,3	25,5	57,4	37,3
Setembro	153,9	57,4	37,3	41,0	26,6	36,6	23,8
Outubro	153,9	64,3	41,8	43,4	28,2	15,5	10,1
Novembro	153,9	64,8	42,1	49,9	32,4	5,0	3,2
Dezembro	153,9	64,3	41,8	48,4	31,5	0,3	0,2
Média Anual	153,9	57,5	37,4	41,8	27,2	28,2	18,3

7.2. Inclusão de um Acumulador de Energia no Evaporador (Parâmetros do Ciclo Fixos) e Arranjo do Sistema em Paralelo

Nesta segunda análise, foi considerada a hipótese de utilização de um acumulador de “água gelada”, posicionado no evaporador do ciclo de refrigeração, de modo a fazer com que o ciclo forneça uma potência fixa (igual à média da demanda do CPD ao longo do dia): nas horas de baixa carga térmica do ambiente, será acumulada a energia que é fornecida em excesso pelo ciclo para a utilização nas horas de alta carga térmica (07:00h–18:00h). Sendo assim, a potência a ser fornecida pelo evaporador é a média da carga térmica diária no CPD, e é mostrada no gráfico da Figura 7.2.1.

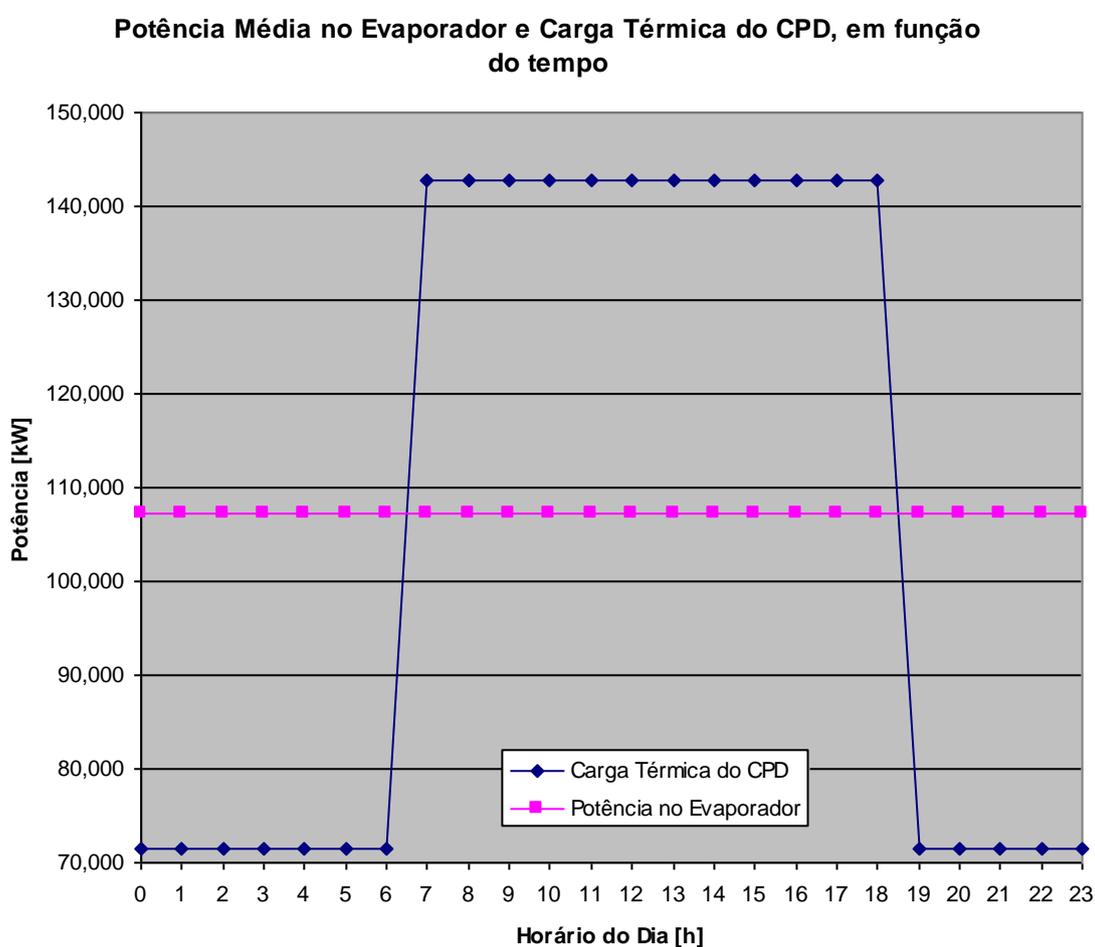


Figura 7.2.1 – Potência a ser fornecida pelo evaporador (considerado acumulação de energia) e Carga Térmica do CPD, em função do tempo.

Para este caso, o ciclo de refrigeração terá seus parâmetros fixados, de modo a trabalhar sempre com as mesmas vazões e temperaturas de operação durante o dia. A potência a ser fornecida pelo evaporador do ciclo é igual a (Equação 7.2.1):

$$\phi_{OUT} = 107,1kW \quad (7.2.1)$$

Sendo assim, os demais parâmetros obtidos para a operação do ciclo de refrigeração considerado acumulação de energia no evaporador são dados pela Figura 7.2.2, como segue:

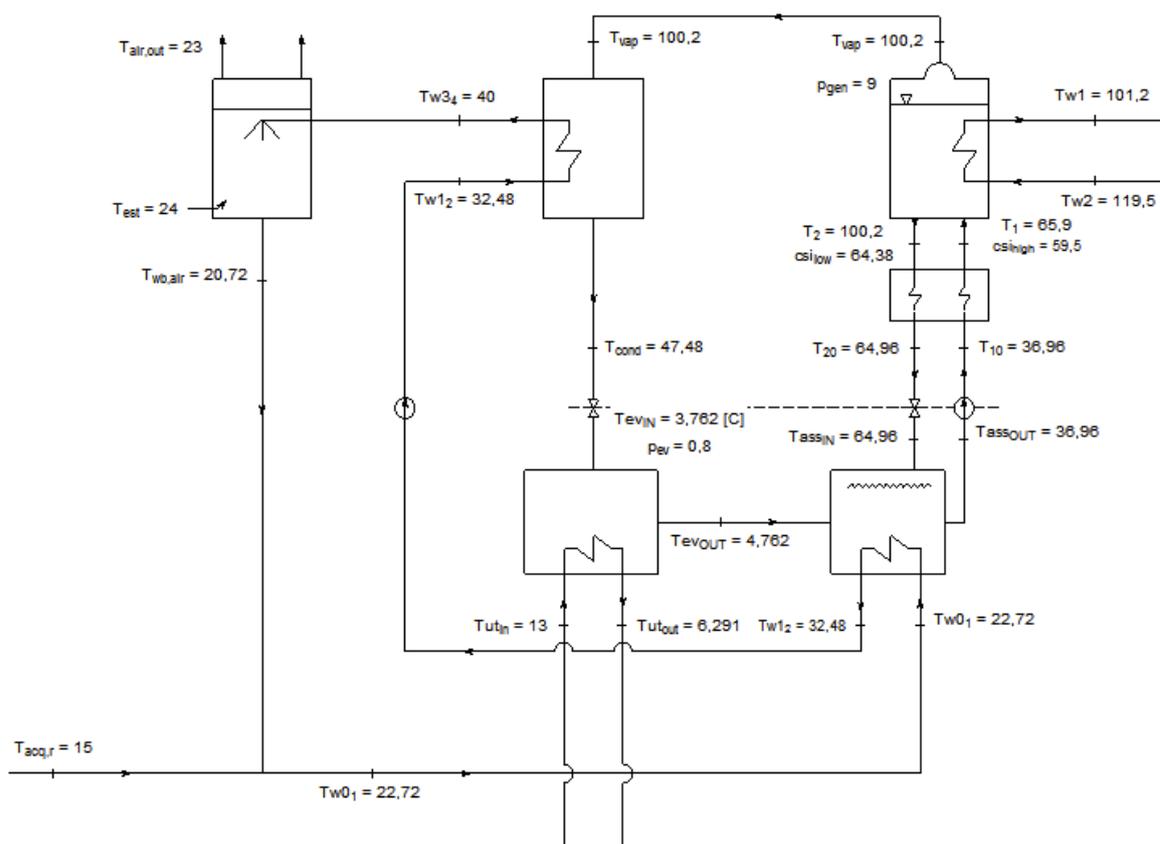


Figura 7.2.2 – Esquema com as temperaturas do ciclo, para o caso de acumulação de energia.



Figura 7.2.3 – Resultados do ciclo de refrigeração com acumulação (destaque para as vazões, potências e temperaturas de interesse, marcadas com retângulos vermelhos).

De acordo com a Figura 7.2.3, nota-se que, para suprir a carga térmica média do CPD, é necessária uma potência no gerador dada por (Equação 7.2.2):

$$\phi_{IN} = 153,5kW \quad (7.2.2)$$

Partindo destes resultados das temperaturas, vazões e potências para o ciclo de refrigeração por absorção (mantendo fixa a temperatura da água na entrada da tubulação do gerador, “ T_{w2} ”, durante todo o dia), foi montada a Tabela 7.2.1 com as potências a serem fornecidas ao gerador, e temperaturas de entrada (“ $T_{solarIN}$ ”, dada em °C) e saída (“ $T_{solarOUT}$ ”, dada em °C) da água no painel solar.

Tabela 7.2.1 – Potência térmica a ser fornecida ao gerador, e temperaturas de entrada e saída da água no painel solar.

Horário do dia [h]	Potência no Gerador [kW]	$T_{solarIN}$ [°C]	$T_{solarOUT}$ [°C]
00:00 – 23:00	153,5	101,2	119,5

A potência a ser fornecida pelo coletor solar pode ser obtida aplicando a modelagem do mesmo (descrita no item 5.10) e partindo dos dados do painel solar escolhido (item 6.4.1) e da radiação solar para cada cidade (informações disponibilizadas pelos centros meteorológicos), considerando o dia médio de cada mês: os resultados do calor transferido do coletor solar para a água estão mostrados nas Tabelas 7.2.2 (Recife, PE, Brasil) e 7.2.3 (São Paulo, SP, Brasil).

Tabela 7.2.2 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de Recife, PE (Brasil).

Horário do Dia [h]	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
00:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
01:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
02:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
03:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
04:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	19,4	22,2	21,3
05:00	36,9	30,8	30,6	30,8	28,3	24,1	22,2	25,8	33,3	42,5	50,5	47,6
06:00	79,9	70,8	68,1	66,4	63,2	55,4	49,4	61,8	72,3	86,0	90,8	86,7
07:00	116,9	105,4	106,9	100,8	92,5	86,1	76,3	94,3	105,5	121,5	125,2	121,9
08:00	143,2	129,5	134,3	122,4	114,2	107,2	100,0	122,0	130,1	147,9	146,4	144,1
09:00	157,5	151,4	149,4	140,6	132,6	121,3	126,0	138,9	146,3	163,8	162,8	160,5
10:00	165,8	166,6	158,5	151,1	140,8	132,3	138,0	148,4	155,9	171,5	165,6	162,3
11:00	166,8	170,2	158,0	152,2	145,9	134,0	145,1	145,4	158,3	168,2	167,1	169,9
12:00	165,3	161,2	155,3	145,7	141,6	132,9	136,6	143,1	157,0	167,7	165,7	165,2
13:00	156,9	147,9	149,6	133,3	127,2	118,8	125,7	130,5	147,3	154,2	155,1	145,0
14:00	144,1	132,7	135,2	116,9	115,7	99,5	110,5	114,3	119,8	129,6	131,5	133,8
15:00	115,7	106,8	107,8	93,5	83,9	77,1	82,7	88,1	90,6	101,4	101,3	103,1
16:00	75,1	70,7	67,6	57,5	46,6	43,7	50,6	49,2	52,5	55,8	57,7	65,1
17:00	33,1	32,6	30,1	24,9	0,0	0,0	21,6	22,0	22,5	23,8	24,9	28,2
18:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Médias (com excedentes)	64,9	61,5	60,5	55,7	51,3	47,2	49,4	53,5	58,0	64,7	65,3	64,8
Médias (sem excedentes)	63,0	60,0	60,0	55,7	51,3	47,2	49,4	53,5	57,5	62,3	63,2	62,9

No caso específico da cidade de Recife, PE (Brasil), há um excedente de energia solar produzida pelo coletor em sete dos doze meses no ano (de Setembro a Março), que até este ponto do estudo não será acumulada. Portanto, o excedente de energia solar transferida para a água será desprezada neste item (valores escritos em vermelho na Tabela 7.2.2): nestes pontos, a potência máxima a ser fornecida pelo painel solar é igual a “ $\phi_{IN} = 153,5kW$ ”.

Tabela 7.2.3 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).

Horário do Dia [h]	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
00:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
01:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
02:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
03:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
04:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
05:00	16,4	13,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	6,8	11,8	16,7	18,4
06:00	35,9	23,9	21,3	16,5	11,1	6,5	6,9	9,5	14,3	27,0	45,1	44,8
07:00	73,4	54,5	56,6	46,5	32,1	20,0	17,9	32,0	42,7	59,9	78,8	79,4
08:00	102,0	82,3	91,6	87,2	66,7	53,9	49,2	66,8	73,4	92,2	104,8	105,6
09:00	119,9	103,4	110,1	112,9	91,8	84,3	80,8	97,2	98,9	113,1	124,8	118,8
10:00	124,6	117,5	115,6	128,5	105,6	103,0	106,9	116,5	116,4	125,1	136,9	127,3
11:00	128,8	124,4	115,1	128,6	112,5	110,6	120,1	126,6	126,5	128,8	136,2	131,4
12:00	128,4	124,5	112,0	127,7	103,2	113,8	124,4	129,9	128,8	127,3	133,2	131,1
13:00	125,2	119,3	110,2	120,6	97,0	108,5	120,7	124,6	124,1	118,4	125,2	119,3
14:00	116,5	106,6	103,1	103,3	87,8	92,9	103,2	110,1	111,5	101,6	112,6	101,3
15:00	99,9	85,2	87,4	83,3	66,0	64,9	74,8	84,4	84,6	75,8	89,7	83,6
16:00	73,0	66,0	59,7	52,1	34,9	30,4	38,6	47,1	51,2	44,2	60,9	62,2
17:00	43,6	38,9	29,5	20,2	14,1	13,5	15,3	16,6	18,0	19,7	31,9	36,6
18:00	21,1	19,8	16,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	12,6	15,7	18,7
19:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Médias	50,4	45,0	42,9	42,8	34,3	33,4	35,8	40,1	41,6	44,1	50,5	49,1

Já no caso da cidade de São Paulo, SP (Brasil), não há excedente de energia no painel solar, já que a potência fornecida pelo coletor solar à água é menor do que a potência exigida pelo gerador do ciclo (“ $\phi_{IN} = 153,5kW$ ”). Supõe-se que também para a cidade de Turim, TO (Itália) não haja excedente de energia no painel solar, partindo do pressuposto que as médias de radiação solar para esta cidade são menores que as médias das cidades brasileiras consideradas (apesar de faltarem dados mais detalhados para uma análise ao longo dos dias no ano). Portanto, assumiu-se que não seria desprezada a energia solar obtida pelos painéis solares da cidade italiana.

Como a demanda de energia no evaporador do ciclo foi considerada constante neste item, o cálculo da potência que o aquecedor a gás natural deve fornecer é dado pela diferença entre a demanda de potência no gerador e a potência fornecida pelo painel solar. Calculando esta diferença para o mês de novembro, responsável pela maior média de potência fornecida para as duas cidades brasileiras estudadas (para os demais meses do ano, o cálculo é análogo), foi obtido o gráfico que mostra a participação do coletor solar no fornecimento de calor à água que aquece o gerador do ciclo ao longo do dia, para as cidades de Recife, PE, Brasil (mostrado na Figura 7.2.4) e São Paulo, SP, Brasil (Figura 7.2.5).

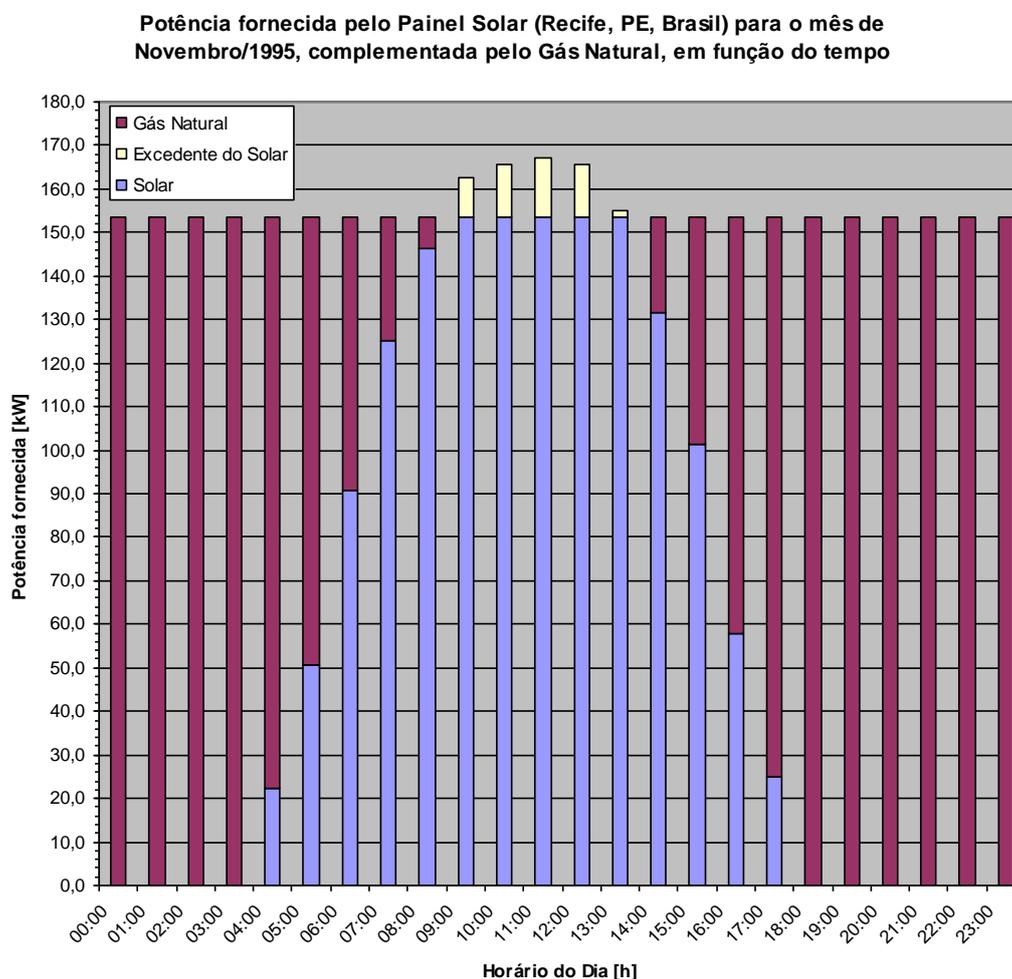


Figura 7.2.4 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar (além do excedente de potência obtida no painel) e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de Recife, PE (Brasil).

Potência fornecida pelo Pannel Solar (São Paulo, SP, Brasil) para o mês de Novembro/1995, complementada pelo Gás Natural, em função do tempo

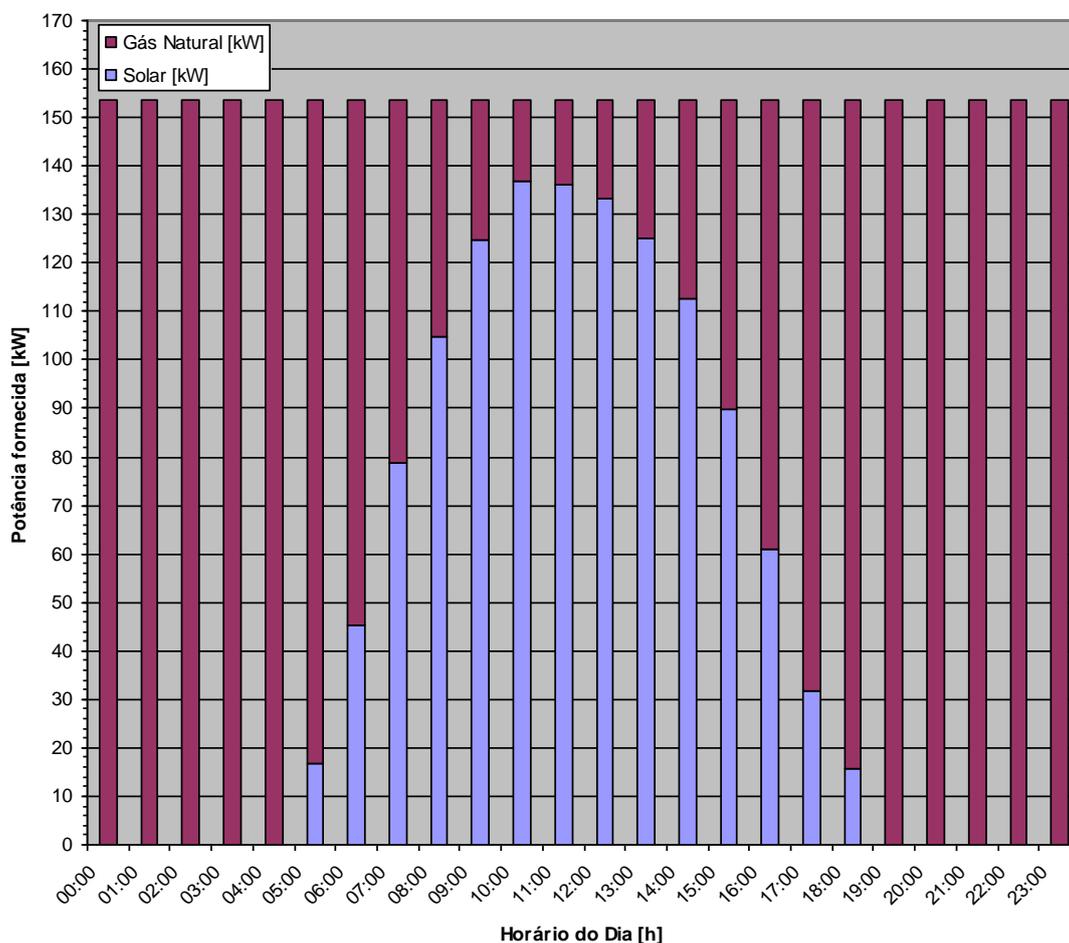


Figura 7.2.5 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em paralelo) no mês de Novembro para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).

Através dos valores médios mensais de potência fornecida pelo coletor solar para as cidades de Recife, PE, Brasil e São Paulo, SP, Brasil (mostrados respectivamente na última linha das Tabelas 7.2.2 e 7.2.3), e considerando também os dados para a cidade de Turim, TO, Itália (que não dispunha de dados climáticos por hora, como as cidades brasileiras, mas somente dos valores médios mensais de radiação solar, mostrados na Figura 6.4.1), pode-se construir a Tabela 7.2.4, que mostra a participação mensal da energia solar em cada cidade, partindo do mesmo coletor e ciclo de absorção.

Tabela 7.2.4 – Participação mensal da Energia Solar para cada cidade estudada.

Tempo [mês]	Demanda no Gerador	Recife, PE (Brasil) - Com Excedente do Painel Solar*		Recife, PE (Brasil) - Sem Excedente do Painel Solar		São Paulo, SP (Brasil)		Turim, TO (Itália)	
	Q [kW]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]
Janeiro	153,5	64,9	42,3	63,0	41,0	50,4	32,8	1,7	1,1
Fevereiro	153,5	61,5	40,1	60,0	39,1	45,0	29,3	6,6	4,3
Março	153,5	60,5	39,4	60,0	39,1	42,9	27,9	25,0	16,3
Abril	153,5	55,7	36,3	55,7	36,3	42,8	27,9	31,1	20,3
Maio	153,5	51,3	33,4	51,3	33,4	34,3	22,3	46,5	30,3
Junho	153,5	47,2	30,7	47,2	30,7	33,4	21,8	59,6	38,8
Julho	153,5	49,4	32,2	49,4	32,2	35,8	23,3	61,7	40,2
Agosto	153,5	53,5	34,8	53,5	34,8	40,1	26,1	58,6	38,1
Setembro	153,5	58,0	37,8	57,5	37,5	41,6	27,1	37,8	24,6
Outubro	153,5	64,7	42,2	62,3	40,6	44,1	28,7	16,8	10,9
Novembro	153,5	65,3	42,5	63,2	41,2	50,5	32,9	6,2	4,1
Dezembro	153,5	64,8	42,2	62,9	41,0	49,1	32,0	1,5	1,0
Média Anual	153,5	58,1	37,8	57,2	37,2	42,5	27,7	29,4	19,2

*Obs: Foi incluída a análise da participação mensal com o excedente da energia solar para a cidade de Recife, PE (Brasil): entretanto, é necessário ressaltar que este caso só poderá ser considerado se também houver um acumulador de “água quente”, na tubulação localizada logo na saída da água do painel solar.

7.3. Análise do Arranjo do Sistema em Série (Parâmetros do Ciclo Variáveis) e Ausência de Acumuladores de Energia

Esta análise leva em consideração a possibilidade de realizar um pré-aquecimento da água utilizando o painel solar, e depois complementar a variação de temperatura necessária no gerador do ciclo através do aquecedor a gás natural: neste caso, a vazão mássica de água permanece constante em toda a tubulação que aquece o gerador (conforme mostrado no arranjo da Figura 5.11.3). Alguns dos resultados utilizados neste arranjo podem ser reaproveitados do item 7.1, tais como: perfil de carga térmica do CPD (Tabela 7.1.1), esquema e resultados das potências necessárias no evaporador nos

períodos de baixa (Figuras 7.1.4 e 7.1.5) e alta carga térmica (Figuras 7.1.6 e 7.1.7).

Partindo destes resultados das temperaturas, vazões e potências para o ciclo de refrigeração por absorção (variando a temperatura da água na entrada da tubulação do gerador, “ T_{w2} ”, de acordo com o horário do dia), foi montada a Tabela 7.3.1 com as potências a serem fornecidas ao gerador, temperaturas de entrada (“ $T_{solarIN}$ ”, dada em °C) da água no painel solar, e vazão da mistura de LiBr/H₂O que sai do absorvedor (mistura rica em refrigerante: “ \dot{m}_1 ”, dada em kg/s), de acordo com o horário do dia.

Tabela 7.3.1 – Potência térmica a ser fornecida ao gerador, temperatura de entrada da água no painel solar, e vazão da mistura de LiBr/H₂O que sai do absorvedor (mistura rica em refrigerante), em função do tempo.

Horário do dia [h]	Potência no Gerador [kW]	$T_{solarIN}$ [°C]	\dot{m}_1 [kg/s]
00:00 – 06:00	103,8 (baixa carga térmica)	97,6	0,5
07:00 – 18:00	203,9 (alta carga térmica)	98,5	0,8*
19:00 – 23:00	103,8 (baixa carga térmica)	97,6	0,5

- * A vazão mássica da mistura “ \dot{m}_1 ” teve que ser ajustada, de forma que a temperatura de entrada da água no painel solar “ $T_{solarIN}$ ” não superasse os 100°C: caso isso ocorra, a vazão de água na tubulação que aquece o gerador “ \dot{m}_{w_gen} ” deveria aumentar exponencialmente de modo a cumprir com toda a potência trocada no painel solar.

A temperatura de saída da água no painel solar “ $T_{solarOUT}$ ” varia de acordo com a potência que o painel solar é capaz de fornecer (que também varia ao longo do dia): para encontrar a temperatura de saída da água no coletor, é necessário iterar cada solução, já que o cálculo da potência no painel solar requer as temperaturas de entrada e saída da água no mesmo. O *software* EES é capaz de realizar este cálculo, dadas as condições para que o sistema de equações seja linearmente independente.

Sabe-se que a potência a ser fornecida ao gerador é dada pela Tabela 7.3.1, e portanto, cada fonte de calor deve ser responsável por uma parcela desta potência: como a vazão da água é constante em toda a tubulação que aquece o gerador, pode-se obter a temperatura intermediária entre as fontes, impondo que “ $T_p = T_{solarOUT}$ ” (temperatura intermediária mostrada no terceiro arranjo do item 5.11).

A potência fornecida pelo coletor solar pode ser obtida aplicando a modelagem do mesmo (descrita no item 5.10), e partindo dos dados do painel solar escolhido (item 6.4.1) e da radiação solar para cada cidade (informações disponibilizadas pelos centros meteorológicos), considerando o dia médio de cada mês: os resultados do calor transferido do coletor solar para a água estão mostrados nas Tabelas 7.3.2 (Recife, PE, Brasil) e 7.3.3 (São Paulo, SP, Brasil).

Tabela 7.3.2 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de Recife, PE (Brasil).

Horário do Dia [h]	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
00:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
01:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
02:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
03:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
04:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	28,2	30,9	30,0
05:00	44,6	38,9	38,7	38,9	36,5	32,7	30,9	34,2	41,3	49,9	57,3	54,5
06:00	84,8	76,2	73,7	72,2	69,1	61,9	56,2	67,9	77,6	90,5	94,9	91,1
07:00	119,4	108,6	109,9	104,3	96,5	90,5	81,3	98,1	108,7	123,6	127,1	124,0
08:00	143,9	131,2	135,5	124,5	116,7	110,3	103,5	124,1	131,6	148,2	146,8	144,7
09:00	157,2	151,5	149,6	141,4	133,9	123,4	127,8	139,8	146,8	163,1	162,1	160,0
10:00	164,9	165,8	158,1	151,2	141,7	133,7	139,0	148,7	155,7	170,2	164,8	161,7
11:00	165,9	169,1	157,7	152,2	146,4	135,3	145,7	145,9	158,0	167,2	166,2	168,8
12:00	164,5	160,7	155,1	146,3	142,4	134,2	137,7	143,7	156,7	166,8	164,8	164,4
13:00	156,7	148,2	149,8	134,6	128,9	121,2	127,6	132,0	147,7	154,2	155,0	145,5
14:00	144,7	134,1	136,4	119,3	118,2	103,0	113,4	116,8	122,0	131,2	132,9	135,1
15:00	118,1	109,9	110,8	97,4	88,4	82,1	87,4	92,4	94,7	104,8	104,7	106,4
16:00	80,2	76,1	73,2	63,8	53,5	50,9	57,4	56,0	59,1	62,2	63,9	70,9
17:00	41,0	40,5	38,2	33,4	0,0	0,0	30,2	30,6	31,1	32,3	33,3	36,4
18:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Médias	66,1	62,9	61,9	57,5	53,0	49,1	51,6	55,4	59,6	66,3	66,9	66,4

*Obs: Considerou-se que o coletor solar consegue pré-aquecer a água até a temperatura máxima de operação do mesmo (120°C): após passar pelo painel solar, a água deve ser aquecida até os 122,9°C pelo aquecedor a gás natural (temperatura necessária da água na entrada da tubulação que aquece o gerador do ciclo), de modo a suprir o período de alta carga térmica.

Tabela 7.3.3 – Potência fornecida à tubulação de água do painel solar, em função dos meses do ano para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).

Horário do Dia [h]	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
00:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
01:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
02:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
03:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
04:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
05:00	25,5	23,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	16,5	21,2	25,8	27,4
06:00	43,7	32,5	30,1	25,6	20,6	16,4	16,8	19,1	23,6	35,5	52,3	52,0
07:00	78,7	61,1	63,0	53,6	40,2	29,0	27,0	40,2	50,1	66,2	83,8	84,3
08:00	105,4	87,0	95,7	91,6	72,5	60,5	56,2	72,6	78,8	96,2	108,1	108,7
09:00	122,2	106,7	112,9	115,6	95,8	88,9	85,7	101,0	102,6	115,8	126,7	121,1
10:00	126,5	119,9	118,0	130,1	108,8	106,4	110,0	118,9	118,9	126,9	138,0	129,0
11:00	130,3	126,4	117,6	130,2	115,2	113,5	122,4	128,4	128,4	130,4	137,3	132,9
12:00	130,0	126,4	114,7	129,4	106,5	116,4	126,3	131,5	130,5	129,0	134,5	132,6
13:00	127,1	121,5	113,1	122,8	100,7	111,4	122,9	126,5	126,0	120,7	127,1	121,6
14:00	119,0	109,7	106,4	106,5	92,2	96,9	106,5	113,0	114,3	105,0	115,2	104,7
15:00	103,4	89,7	91,7	87,9	71,8	70,7	80,0	89,0	89,1	81,0	94,0	88,2
16:00	78,3	71,7	65,9	58,8	42,7	38,6	46,3	54,2	57,9	51,5	67,1	68,2
17:00	50,9	46,5	37,7	29,0	23,3	22,8	24,4	25,6	27,1	28,5	39,9	44,3
18:00	29,8	28,6	25,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	22,0	24,9	27,6
19:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
23:00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Médias	52,9	47,9	45,5	45,0	37,1	36,3	38,5	42,5	44,3	47,1	53,1	51,8

*Obs: Considerou-se que o coletor solar consegue pré-aquecer a água até a temperatura máxima de operação do mesmo (120°C): após passar pelo painel solar, a água deve ser aquecida até os 122,9°C pelo aquecedor a gás natural (temperatura necessária da água na entrada da tubulação que aquece o gerador do ciclo), de modo a suprir o período de alta carga térmica.

Como a demanda de energia no CPD varia ao longo do dia, o cálculo de potência que o aquecedor a gás natural deve fornecer é dado pela diferença entre a demanda de potência no gerador e a potência fornecida pelo painel solar. Calculando esta diferença para o mês de novembro, responsável pela maior média de potência fornecida para as duas cidades brasileiras estudadas (para os demais meses do ano, o cálculo é análogo), foi obtido o gráfico que mostra a participação do coletor solar no fornecimento de calor à água que aquece o gerador do ciclo ao longo do dia, para as cidades de Recife, PE, Brasil (mostrado na Figura 7.3.1) e São Paulo, SP, Brasil (Figura 7.3.2).

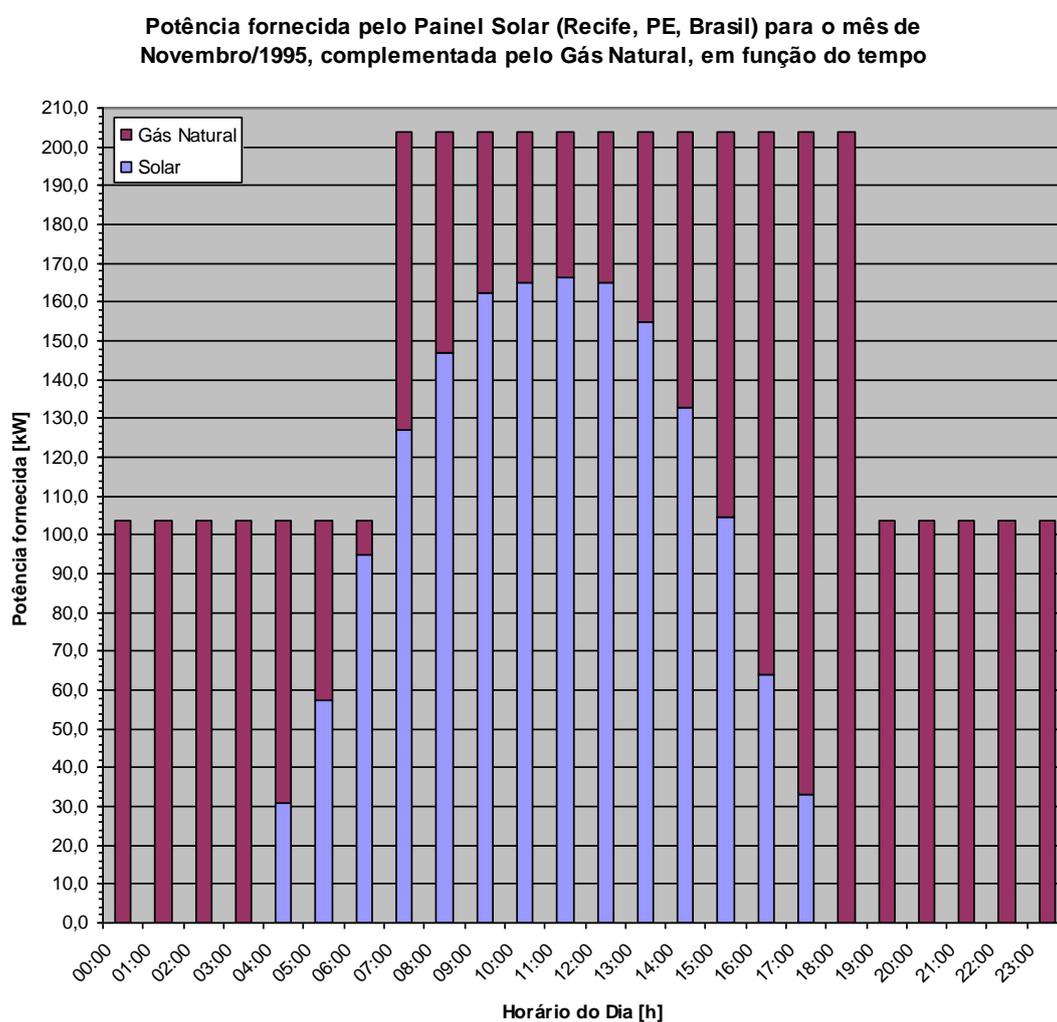


Figura 7.3.1 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em série) no mês de Novembro para a cidade de Recife, PE (Brasil).

Potência fornecida pelo Paine Solar (São Paulo, SP, Brasil) para o mês de Novembro/1995, complementada pelo Gás Natural, em função do tempo

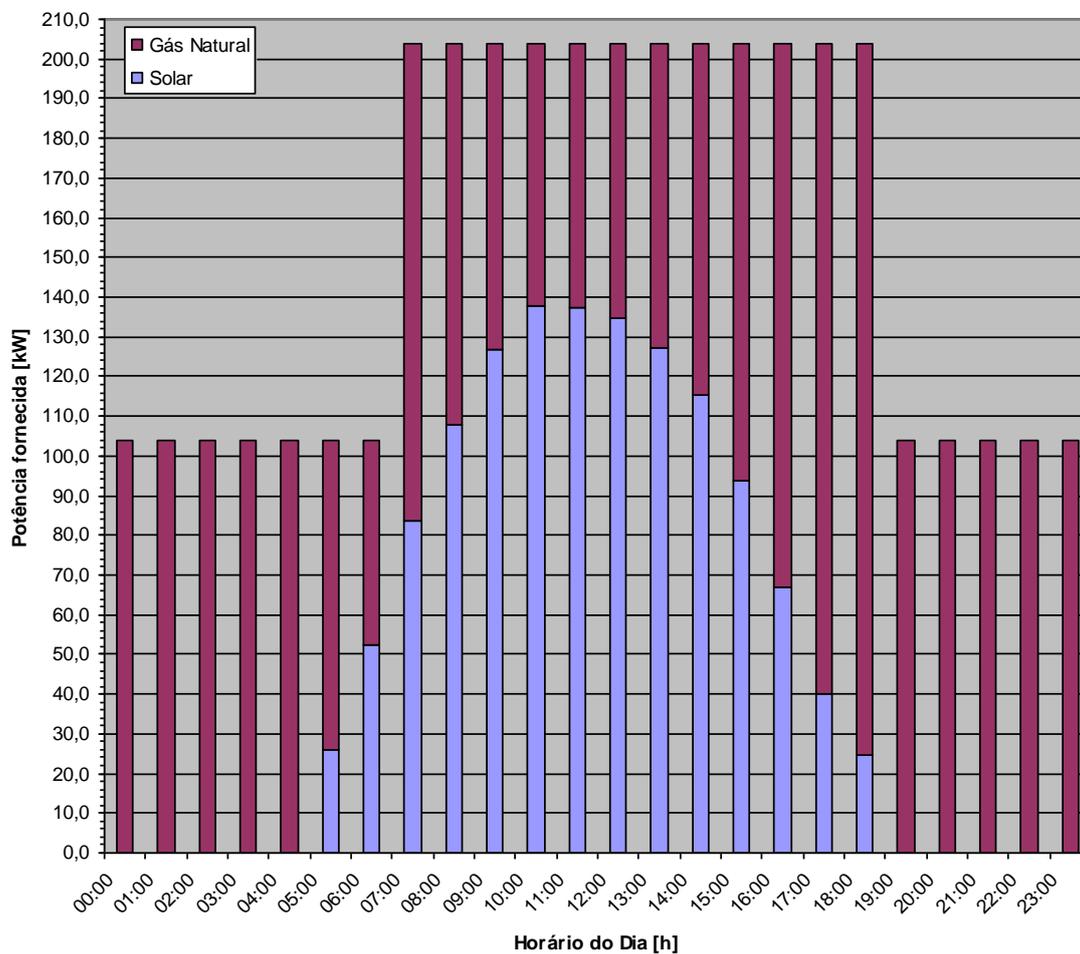


Figura 7.3.2 – Demanda total de potência no gerador, com as respectivas potências fornecidas pelo painel solar e aquecedor a gás natural (arranjo em série) no mês de Novembro para a cidade de São Paulo, SP (Brasil).

Através dos valores médios mensais de potência fornecida pelo coletor solar para as cidades de Recife, PE, Brasil e São Paulo, SP, Brasil (mostrados respectivamente na última linha das Tabelas 7.3.2 e 7.3.3), e considerando também os dados para a cidade de Turim, TO, Itália (que não dispunha de dados climáticos por hora, como as cidades brasileiras, mas somente dos valores médios mensais de radiação solar, mostrados na Figura 6.4.1), pode-se construir a Tabela 7.3.4, que mostra a participação mensal da energia solar em cada cidade, partindo do mesmo coletor e ciclo de absorção, e considerando que a média da demanda no gerador do ciclo é dada pela Equação 7.3.1 (média ponderada):

$$\bar{\phi}_{OUT} = \frac{12 \cdot (03,8kW) + 12 \cdot (03,9kW)}{24} = 153,9kW \quad (7.3.1)$$

Tabela 7.3.4 – Participação média mensal da Energia Solar em cada cidade estudada.

Tempo [mês]	Demanda no Gerador	Recife, PE (Brasil)		São Paulo, SP (Brasil)		Turim, TO (Itália)	
	Q [kW]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]
Janeiro	153,9	66,1	42,9	52,9	34,4	12,0	7,8
Fevereiro	153,9	62,9	40,9	47,9	31,1	16,6	10,8
Março	153,9	61,9	40,3	45,5	29,6	33,6	21,8
Abril	153,9	57,5	37,3	45,0	29,3	39,3	25,6
Maiο	153,9	53,0	34,4	37,1	24,1	53,6	34,8
Junho	153,9	49,1	31,9	36,3	23,6	65,8	42,7
Julho	153,9	51,6	33,5	38,5	25,0	67,8	44,0
Agosto	153,9	55,4	36,0	42,5	27,6	64,8	42,1
Setembro	153,9	59,6	38,7	44,3	28,8	45,5	29,5
Outubro	153,9	66,3	43,1	47,1	30,6	25,9	16,9
Novembro	153,9	66,9	43,5	53,1	34,5	16,2	10,5
Dezembro	153,9	66,4	43,1	51,8	33,6	11,9	7,7
Média Anual	153,9	59,7	38,8	45,2	29,4	37,7	24,5

7.4. Comparação entre resultados: ausência e presença de acumulador de energia (arranjos em paralelo)

Os itens 7.1 e 7.2 mostraram os cálculos respectivos para a ausência e a presença de um acumulador de “água gelada” no evaporador do ciclo de refrigeração por absorção. A diferença também reside no fato que, na ausência de acumulação, o ciclo de refrigeração deverá apresentar variações nos seus parâmetros, de modo que o evaporador possa retirar a carga térmica do ambiente (que varia conforme o horário do dia). Sendo assim, foi feita a Tabela 7.4.1, que reúne os resultados médios de cada caso (última linha das Tabelas 7.1.5 e 7.2.4) de modo que possa ser feita uma comparação.

Tabela 7.4.1 – Comparativo da participação energética solar em cada cidade estudada, nos casos de ausência e presença do acumulador de energia (localizado apenas no evaporador).

Ausência / Presença de Acumulador	Demanda no Gerador	Recife, PE (Brasil)*		São Paulo, SP (Brasil)		Turim, TO (Itália)	
	Q [kW]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]
Média Anual na Ausência de Acumulador	153,9	57,5	37,4	41,8	27,2	28,2	18,3
Média Anual na Presença de Acumulador	153,5	57,2	37,2	42,5	27,7	29,4	19,2
Diferença favorável à presença do acumulador	-0,3%	-0,6%	-0,4%	1,7%	1,9%	4,3%	4,6%

*Obs: Não está sendo considerada uma possível acumulação de energia do painel solar (portanto, há um excedente na oferta da energia solar, que não é aproveitada pela tubulação de água que aquece o gerador).

Conforme a Tabela 7.4.1, é possível perceber que há uma maior demanda de energia no gerador quando não está incluído o acumulador no evaporador: isso é explicado pelo fato de que o ciclo, na ausência do acumulador, trabalha em duas faixas de eficiência que são ligeiramente mais baixas em comparação com o ciclo que utiliza o acumulador no evaporador (este segundo ciclo possui maior COP).

Além disso, para as cidades de São Paulo, SP (Brasil) e Turim, TO (Itália), houve pequenos ganhos relacionados à maior eficiência do painel solar: este aumento na potência fornecida pelo ciclo com termo-acumulação está ligado a uma menor diferença de temperaturas entre a água de saída e entrada no painel solar. Uma menor diferença de temperaturas reduz as perdas no coletor, e favorece o ciclo com acumulação de energia no evaporador. Na cidade de Recife, PE (Brasil), ocorre um excedente de energia proveniente do Sol: este excesso não está sendo transferido à tubulação de água que aquece o gerador, resultando em uma perda com relação ao ciclo sem acumulação de energia no evaporador.

Sendo assim, a inclusão de um acumulador de “água gelada” no evaporador do ciclo pode resultar em um ganho de até 4,3% (na cidade de Turim, TO, Itália) na potência transferida pelo painel solar, em relação ao ciclo que não utiliza um acumulador no evaporador, e até 4,6% de diferença (também na cidade de Turim, TO, Itália) para a participação da energia solar como fonte do ciclo de refrigeração em consideração. O caso de um acumulador de energia no painel solar também poderia amenizar a perda do excedente no caso da cidade de Recife, PE (Brasil).

7.5. Comparação entre resultados: arranjos em paralelo e em série das fontes quentes de energia (ausência de termo-acumulação)

Os itens 7.1 e 7.3 mostraram os cálculos respectivos para a utilização de arranjos em paralelo e em série das fontes quentes de energia do sistema. A diferença está no modo como a energia é transferida para a tubulação de água que aquece o gerador: enquanto no caso do arranjo em paralelo, as temperaturas entre cada entrada e saída das fontes são fixadas (o que varia é a vazão de água, que é separada para cada fonte), no caso do arranjo em série, a vazão é constante (o painel solar trabalha como um pré-aquecedor da água da tubulação que aquece o gerador).

Nesta comparação, não foi levada em consideração a termo-acumulação: a análise foi feita com base na variação dos parâmetros do ciclo, de modo a maximizar os ganhos de potência em cada um dos períodos do perfil de carga térmica. Sabe-se que, no período de baixa carga térmica no CPD, a disponibilidade de radiação solar é menor, enquanto o período de alta carga térmica no CPD, o painel solar recebe uma maior quantidade de energia.

Além disso, deve-se levar em consideração o processo iterativo do cálculo (mostrado no item 7.3) para o sistema com arranjo em série: os cálculos do arranjo em paralelo levam em consideração temperaturas do painel solar pré-fixadas pelo ciclo de refrigeração por absorção, enquanto que, no arranjo em série, a temperatura de saída da água do painel solar " $T_{solarOUT}$ " varia em função da potência fornecida pelo painel solar em determinada hora do dia (que, por sua vez, depende das temperaturas de entrada e saída do painel solar).

Com o cálculo iterativo do arranjo em série, permitiu-se chegar em uma maximização da potência a ser fornecida pelo painel solar, como mostra a Tabela 7.5.1, que reúne os resultados médios de cada caso (última linha das Tabelas 7.1.5 e 7.3.4) de modo a realizar uma comparação.

Tabela 7.5.1 – Comparativo da participação energética solar em cada cidade estudada, nos casos de arranjo em paralelo e em série das fontes de calor do sistema.

Arranjo	Demanda no Gerador	Recife, PE (Brasil)		São Paulo, SP (Brasil)		Turim, TO (Itália)	
	Q [kW]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]	Q [kW]	Participação [%]
Em paralelo	153,9	57,5	37,4	41,8	27,2	28,2	18,3
Em série	153,9	59,7	38,8	45,2	29,4	37,7	24,5
Diferença favorável ao arranjo em série	-	3,8%		8,1%		33,8%	

Portanto, foi possível um melhor aproveitamento da energia, principalmente devido ao fato que, com o cálculo iterativo no arranjo em série, a potência que a tubulação de água era capaz de transferir no painel solar era sempre maximizada: chegou-se a aumentos de até 33,8% (para a cidade de Turim, TO, Itália) utilizando o arranjo em série, e em todas as cidades, são ganhos maiores que no caso da utilização da termo-acumulação.

7.6. Análise do Ciclo Economizador

Para fazer a análise do ciclo economizador, é necessário utilizar as equações fundamentais da psicrometria (mostradas no item 5.12) e os dados climáticos das cidades que serão avaliadas (dados mostrados nos itens 6.5 e 6.6), de modo a comparar as soluções com o sistema de insuflação de ar do ciclo de refrigeração, e com a utilização do ar externo para remover a carga térmica do ambiente.

A utilização do ciclo economizador será viável quando a entalpia do ar externo seja menor que a entalpia do ar de insuflação fornecido pelo sistema de ar condicionado, de modo a reduzir a potência dada pelo ciclo de refrigeração. As condições do ar de insuflação do sistema de ar condicionado, e as condições desejadas do ar no ambiente interno do CPD foram calculadas a partir das equações fundamentais da psicrometria, e são mostradas na Tabela 7.6.1.

Tabela 7.6.1 – Parâmetros do ar de insuflação no sistema de ar condicionado, e do ar no ambiente interno do CPD, para cada cidade estudada.

Cidade Estudada	Recife, PE (Brasil)		São Paulo, SP (Brasil)		Turim, TO (Itália)	
Altitude [m]	19		750		239	
Pressão atmosférica [kPa]	101,10		92,63		98,49	
Modalidade de Ar	Ar de Insuflação	Ambiente Interno	Ar de Insuflação	Ambiente Interno	Ar de Insuflação	Ambiente Interno
Temperatura de Bulbo Seco do Ar [°C]	14	24	14	24	14	24
Umidade Relativa [%]	95	50	95	50	95	50
Pressão de Vapor [kPa]	1,60	2,99	1,60	2,99	1,60	2,99
Umidade Específica [kg de vapor d'água/kg de ar seco]	0,0095	0,0093	0,0104	0,0102	0,0097	0,0096
Volume Específico do Ar [m ³ /kg]	0,8273	0,8559	0,9042	0,9354	0,8496	0,8790
Entalpia do Ar [kJ/kg]	38,03	47,83	40,26	50,03	38,68	48,47

A vazão mássica de ar necessária para remover a carga térmica do ambiente interno utilizando o ar de insuflação do ciclo de refrigeração é dada pela razão entre a carga térmica do ambiente e a diferença de entalpias do ar no ambiente externo e de insuflação, conforme mostrado na Tabela 7.6.2 para cada cidade estudada:

Tabela 7.6.2 – Vazão mássica de ar de insuflação necessária no sistema de ar condicionado, para cada cidade estudada.

	Recife, PE (Brasil)	São Paulo, SP (Brasil)	Turim, TO (Itália)
Potência no evaporador (Alta Carga Térmica) [kW]	142,86	142,86	142,86
Vazão mássica de Insuflação [kg/s]	14,58	14,62	14,59
Vazão volumétrica de Insuflação [m ³ /h]	$14,58 \cdot 3600 \cdot 0,8273$ = 43430	$14,62 \cdot 3600 \cdot 0,9042$ = 47581	$14,59 \cdot 3600 \cdot 0,8496$ = 44631
Potência no evaporador (Baixa Carga Térmica) [kW]	71,43	71,43	71,43
Vazão mássica de Insuflação [kg/s]	7,29	7,31	7,30
Vazão volumétrica de Insuflação [m ³ /h]	$7,29 \cdot 3600 \cdot 0,8273$ = 21715	$7,31 \cdot 3600 \cdot 0,8273$ = 23790	$7,30 \cdot 3600 \cdot 0,8273$ = 22315

Utilizando os dados climáticos (temperatura e umidade relativa) das cidades em estudo (mostradas no item 6.6), é possível calcular os valores de entalpia do ar exterior ao longo do ano, utilizando as equações fundamentais da psicrometria (mostradas no item 5.12), de modo a comparar com os valores obtidos para o ar de insuflação da Tabela 7.6.1. Os valores de entalpia do ar externo ao CPD estão mostrados na Tabela 7.6.3.

Tabela 7.6.3 – Cálculo da Entalpia do Ar Exterior, considerando os dados climáticos médios para cada cidade estudada, em função do tempo.

Tempo [mês]	Recife, PE, Brasil (1995)			São Paulo, SP, Brasil (1995)			Turim, TO, Itália (2003)		
	TBS [°C]	UR [%]	Entalpia do Ar [kJ/kg]	TBS [°C]	UR [%]	Entalpia do Ar [kJ/kg]	TBS [°C]	UR [%]	Entalpia do Ar [kJ/kg]
Janeiro	28,2	73,4	78,1	23,4	76,0	61,8	3,1	80	12,8
Fevereiro	27,9	76,2	78,8	23,1	78,3	62,0	2,7	80	12,2
Março	29,1	73,5	81,7	21,9	78,6	57,9	10,4	79	26,5
Abril	27,9	77,2	79,4	20,5	77,4	53,1	12,6	75	30,3
Maio	26,5	82,4	77,2	18,0	77,8	45,9	19,2	73	45,7
Junho	25,5	82,4	72,9	16,9	79,2	43,3	26	72	66,1
Julho	25,1	83,7	72,3	17,4	76,3	43,8	26,5	74	69,0
Agosto	25,7	78,5	71,3	17,2	72,4	41,8	27,4	75	72,9
Setembro	26,3	75,0	71,5	17,6	76,6	44,4	18,6	72	43,8
Outubro	27,2	70,9	72,5	19,6	82,8	52,6	11,3	67	25,8
Novembro	28,2	71,2	76,2	20,9	75,7	53,5	7,9	75	20,7
Dezembro	28,2	73,8	78,2	22,3	76,1	58,0	4,4	75	14,4

Percebe-se que, comparando as Tabelas 7.6.1 e 7.6.3, nas cidades de Recife, PE e São Paulo, SP (Brasil), o ar externo sempre possuirá uma entalpia maior que o ar de insuflação, para qualquer média mensal. Sabe-se que, em alguns dias do ano, as condições do ar externo nestas duas cidades poderiam favorecer o uso do ar exterior como forma de retirar o calor do ambiente interno. Entretanto, o ganho obtido utilizando a técnica do ciclo economizador somente nesses poucos dias foi considerado irrisório em ambas as cidades brasileiras.

Já para a cidade de Turim, TO (Itália), é viável utilizar a técnica do ciclo economizador para retirar a carga térmica do interior do CPD em alguns meses do ano. Portanto, será feita uma análise mais detalhada do ciclo economizador apenas para a cidade italiana. A Tabela 7.6.4 fornece a diferença entre as entalpias do ar externo e do ar de insuflação do ciclo de refrigeração, mostrando a viabilidade da técnica do ciclo economizador.

Tabela 7.6.4 – Viabilidade do Ciclo Economizador para a cidade de Turim, TO, Itália (Ano: 2003), considerando os dados de entalpia do ar de insuflação e externo em função do tempo.

Tempo [mês]	Entalpia do Ar de Insuflação do Ar Condicionado [kJ/kg]	Entalpia do Ar Externo [kJ/kg]	Diferença entre Entalpias [kJ/kg]	Viabilidade do Ciclo Economizador
Janeiro	38,7	12,8	25,8	SIM
Fevereiro	38,7	12,2	26,5	SIM
Março	38,7	26,5	12,2	SIM
Abril	38,7	30,3	8,4	SIM
Maio	38,7	45,7	-7,1	NÃO
Junho	38,7	66,1	-27,4	NÃO
Julho	38,7	69,0	-30,3	NÃO
Agosto	38,7	72,9	-34,2	NÃO
Setembro	38,7	43,8	-5,1	NÃO
Outubro	38,7	25,8	12,9	SIM
Novembro	38,7	20,7	17,9	SIM
Dezembro	38,7	14,4	24,3	SIM

Como já era esperado, os meses de inverno rigorosos no hemisfério norte apresentam viabilidade na utilização da técnica do ciclo economizador: além desta estação do ano, ao todo são sete meses ao longo do ano em que é possível aproveitar esta técnica, para a cidade de Turim, TO (Itália).

As vazões de ar externo ao longo do ano, partindo do cálculo com a técnica do ciclo economizador na cidade de Turim, TO (Itália), estão mostradas na Tabela 7.6.5 a seguir:

Tabela 7.6.5 – Vazões de ar externo (Ciclo Economizador) na cidade de Turim, TO, em função do tempo.

Tempo [mês]	Potência (Alta Carga Térmica) [kW]	Vazão mássica [kg/s]	Volume Específico [m ³ /kg]	Vazão Volumétrica [m ³ /h]	Potência (Baixa Carga Térmica) [kW]	Vazão mássica [kg/s]	Volume Específico [m ³ /kg]	Vazão Volumétrica [m ³ /h]
Janeiro	142,86	4,01	0,8098	11690	71,43	2,01	0,8098	5845
Fevereiro	142,86	3,94	0,8084	11453	71,43	1,97	0,8084	5726
Março	142,86	6,49	0,8345	19508	71,43	3,25	0,8345	9754
Abril	142,86	7,86	0,8418	23826	71,43	3,93	0,8418	11913
Maio	142,86	0	0	0	71,43	0	0	0
Junho	142,86	0	0	0	71,43	0	0	0
Julho	142,86	0	0	0	71,43	0	0	0
Agosto	142,86	0	0	0	71,43	0	0	0
Setembro	142,86	0	0	0	71,43	0	0	0
Outubro	142,86	6,29	0,8363	18950	71,43	3,15	0,8363	9475
Novembro	142,86	5,15	0,8254	15308	71,43	2,58	0,8254	7654
Dezembro	142,86	4,20	0,8137	12294	71,43	2,10	0,8137	6147

Considerou-se que o período compreendido entre os meses de maio e setembro não utilizará a técnica do ciclo economizador, de modo a não aumentar a vazão volumétrica fornecida pelos ventiladores do sistema de ar condicionado (dimensionados para fornecer uma vazão suficiente para remover a potência fornecida no evaporador do ciclo).

Como o ciclo economizador não é viável no período entre maio e setembro, faz-se o uso do ciclo de refrigeração por absorção com arranjo das fontes de calor em série (como mostrado no item 7.3) somente neste período: sendo assim, a participação média da energia solar durante o ano, é vista na Tabela 7.6.6:

Tabela 7.6.6 – Participação da Energia Solar para a cidade de Turim, TO (Itália), no período compreendido entre os meses de maio a setembro.

Tempo [mês]	Demanda no Gerador	Turim, TO (Itália)	
	Q [kW]	Q [kW]	Participação [%]
Maio	153,9	53,6	34,8
Junho	153,9	65,8	42,7
Julho	153,9	67,8	44,0
Agosto	153,9	64,8	42,1
Setembro	153,9	45,5	29,5
Média no Período	153,9	59,5	38,7

Neste período em que não se utiliza o ciclo economizador (entre maio e setembro), o ciclo de refrigeração por absorção funciona com uma média de 38,7% de energia solar, enquanto nos demais meses do ano (entre outubro e abril), o ciclo de refrigeração permanecerá desligado, contribuindo para uma economia de até 74,4% no consumo de gás natural em comparação com o ciclo que não opera com o painel solar e com o ciclo economizador.

7.7. Análise Econômica

Considerando os dados da energia solar utilizada pelo ciclo de refrigeração por absorção, na ausência de acumulador de “água gelada” no evaporador e utilização do arranjo em série das fontes de calor do sistema, fez-se uma pesquisa de custos e parâmetros econômicos para a cidade de São Paulo, SP, Brasil (cidade escolhida por representar uma condição intermediária entre as três cidades estudadas), obtendo os resultados a seguir para o “pay-back” do projeto proposto.

Tabela 7.7.1 – Consumo e economia de gás natural para o ciclo de refrigeração por absorção na cidade de São Paulo, SP (Brasil).

PCI do Gás Natural (parâmetro mostrado no item 6.3)	36000 kJ/m ³
Demanda média no gerador do ciclo (Tabela 7.3.4)	153,9 kW
Volume consumido de gás natural, caso não seja acionado o painel solar (calculada usando a Eq. 5.11.2)	$\frac{153,9kW \cdot 3600s \cdot 24h \cdot 30dias}{36000 \frac{kJ}{m^3}} = 11081 \frac{m^3}{mês}$
Potência média anual fornecida pela Energia Solar (Tabela 7.3.4)	45,2 kW
Economia no consumo de gás natural com a utilização dos painéis solares (calculada usando a Eq. 5.11.2)	$\frac{45,2kW \cdot 3600s \cdot 24h \cdot 30dias}{36000 \frac{kJ}{m^3}} = 3253 \frac{m^3}{mês}$

Tabela 7.7.2 – Investimento inicial para a compra, frete e instalação dos painéis solares (Fonte: MARLA).

Custo Unitário do Painel Solar THK 270 (Empresa: Marla), em Euros	€ 490,00
Cotação do Euro (11/10/2010)	€ 1 = R\$ 2,32
Custo Unitário do Painel Solar THK 270 (Empresa: Marla), em Reais	R\$ 1.136,80
Quantidade de painéis utilizados	85 unidades
Valor Total do Investimento Inicial	R\$ 96.628,00

Os custos do metro cúbico de gás natural foram obtidos da página web da COMGÁS, que fornece os custos conforme a utilização. Para o caso de utilização do gás para cogeração e/ou refrigeração (de 5.000 m³/mês até 50.000 m³/mês), existe um custo variável (conforme o volume de gás natural utilizado): sendo assim, foram obtidos os valores da Tabela 7.7.3.

Tabela 7.7.3 – Custo do gás natural.

Custo Variável do Gás Natural (Fonte: Comgás)	R\$ 0,283949 / m ³
Volume consumido de gás natural, caso não seja acionado o painel solar	11081 $\frac{m^3}{mês}$
Gasto em reais, utilizando 100% de gás natural como fonte de calor no gerador	R\$ 3.146,38
Volume economizado de gás natural (utilizando a fonte solar)	3253 $\frac{m^3}{mês}$
Economia no gasto com gás natural	R\$ 923,65 / mês

Tabela 7.7.4 – Parcela de amortização e “pay-back” do investimento

Valor Total do Empréstimo: investimento inicial do projeto (Tabela 7.4.2)	R\$ 96.628,00
Taxa de juros ao mês	0,50% (6% ao ano)
Valor da Parcela	R\$ 917,21
Número de parcelas	150 (12,5 anos)

Com a economia de gás natural promovida pela utilização dos painéis solares (mostrada na Tabela 7.7.3), é possível ter um retorno do investimento na energia solar em no máximo 12,5 anos (desconsiderando o fato de que há perdas no trocador de calor do aquecedor a gás, o que poderá diminuir este tempo).

8. CONCLUSÕES

O estudo realizado até aqui teve como principal meta mostrar a possibilidade de utilização racional dos recursos energéticos disponíveis à humanidade. Com este trabalho, foi possível demonstrar a viabilidade econômica do projeto de um ciclo de refrigeração por absorção de LiBr/H₂O utilizando como fonte a energia solar.

Mostrou-se que o sistema, através do uso dos painéis solares, pode representar uma economia de até 38,8% na queima de gás natural (painel solar com arranjo em série, instalado na cidade de Recife, PE, Brasil, conforme o resultado da Tabela 7.5.1), o que pode ser considerada uma excelente marca para uma tecnologia pouco explorada no mundo, considerando que a utilização dos ciclos de refrigeração ainda é baseada majoritariamente no uso de energia elétrica (proveniente de fontes essencialmente não-renováveis).

Certamente, a aplicação dos painéis solares pode ser estendida a uma série de segmentos, desde o aquecimento de água para utilização no ciclo de refrigeração por absorção até a obtenção de energia elétrica através dos painéis fotovoltaicos. Isso mostra a versatilidade da energia solar, que possui um imenso potencial a ser explorado.

Além disso, a técnica do ciclo economizador permite utilizar o ar externo para remover a carga térmica do ambiente, contribuindo para a economia das formas de energia não-renováveis: pode-se concluir que o sistema de ciclo economizador atribuído ao ciclo de refrigeração por absorção (utilizando o painel solar em um arranjo em série com o aquecedor a gás) permitiu uma economia de até 74,4% no consumo de gás natural para o sistema de ar condicionado na cidade de Turim, TO (Itália).

O ciclo economizador já é largamente utilizado nas cidades cujo inverno costuma ser bastante rigoroso (com temperaturas negativas). Entretanto, esta técnica pode também ser aproveitada em cidades com grandes variações de temperatura ao longo do dia. Um exemplo é a cidade de São Paulo, SP (Brasil), que pode não ter invernos tão rigorosos quanto os de Turim, TO (Itália), mas as temperaturas podem chegar aos 10°C durante algumas noites no inverno paulistano (que costuma ter baixa umidade relativa nesta estação), o que

poderá favorecer a técnica do ciclo economizador no período da noite, enquanto no dia a radiação solar também fornece energia ao ciclo de refrigeração por absorção.

No que se refere exclusivamente à modelagem do ciclo de refrigeração por absorção descrita neste trabalho, o que se conclui é que os resultados obtidos foram os esperados: o ciclo foi modelado e simulado de modo a obter resultados de forma clara e objetiva, traduzindo os conceitos estudados nos textos científicos relacionados à solução de brometo de lítio em água (LiBr/H₂O), e aplicando as leis da Termodinâmica para cada ponto em questão do ciclo.

Algo que poderá fazer parte de uma continuação deste trabalho seria a modelagem dos compartimentos de armazenamento de “água quente” e/ou “água gelada”: esta modelagem já depende de um *software* que seja capaz de simular condições transitórias em cada compartimento.

Outra análise a ser feita poderia ser a avaliação e modificação de outros parâmetros da modelagem do ciclo a partir do *software* EES: foi focada apenas a modificação da temperatura da água na entrada da tubulação que aquece o gerador. Muitos outros parâmetros, tais como a vazão da mistura que sai do absorvedor, a vazão de água na tubulação que passa pelo evaporador e resfria o ambiente, e a temperatura de entrada da água na torre de resfriamento poderiam também ser ajustados, de modo a melhorar a eficiência global do ciclo. Apesar deste trabalho ter como foco a modelagem e simulação de um ciclo que tinha parâmetros pré-determinados (os coeficientes dos trocadores de calor, por exemplo, já foram dados de projeto), o estudo da modificação destes parâmetros poderá ser mais bem abordada em um futuro projeto.

De modo geral, o primeiro passo na modelagem e simulação de uma nova tecnologia está descrito neste trabalho, e muitas outras etapas poderão ser feitas de modo a detalhar as soluções obtidas aqui, sempre com um objetivo em questão: obter soluções ecologicamente sustentáveis e viáveis para o planeta Terra.

ANEXOS

A.1. Listagem do programa realizado no *software* EES

```

mw_gen=2
m_1=0,5           {A ser modificada}
Tw3_4=40
Phi_OUT=107,143  {A ser modificada}

{*}T1=24

{PAINEL SOLAR}

eta0=0,837
a1=6,1
a2=0,005
Ac=200
Qsol=eta*rad*Ac
eta=eta0-(a1*Tst)-(a2*rad*Tst^2)
Tst=(Tm-Tamb)/rad
Tm=(Tp-Tw1)/2
Tp=(mw_gen*cp_w*1000*Tw1+Qsol)/(mw_gen*cp_w*1000)
Qgas=Phi_IN-Qsol

{CICLO POR ABSORCAO – condicoes de projeto}

{GERADOR
CONDENSADOR
EVAPORADOR
ABSORVEDOR
REGENERADOR
TORRE DE RESFRIAMENTO}

{Dados de ingresso no gerador}
{NOTA:pressao em bar, T in K}

```

$$Tw2=Tw2_A-273$$

$$Tw1_A=342,2$$

$$T_vap=T_2$$

$$p_gen=9$$

{csi_low=64,5} {do lado T_2 ou seja, o que volta ao absorvedor}

csi_high=59,5 {do lado T_1, ou seja, o que sai do absorvedor}

$$cp_w=4,186$$

$$\text{deltah}=\text{enthalpy}(\text{'steam';T=T_vap;p=p_gen})-\text{enthalpy}(\text{'steam';T=T_1A;x=0})$$

$$T_{\text{sat_vap}}=\text{temperature}(\text{'steam';x=1;p=p_gen})$$

$$mw_gen*cp_w*(Tw2-Tw1)=m_1*(H_1A-H_1)+m_vap*deltah+m_2*(H_2-H_1A)$$

$$m_1=m_2+m_vap$$

$$c_{\text{ffg}}=mw_gen*cp_w$$

$$C_min=c_{\text{ffg}}$$

$$\text{eps}=(Tw2-Tw1)/(Tw2-T_vap)$$

$$NTU=UA/C_min$$

$$\text{eps}=1-\exp(-NTU)$$

$$UA=24,67 \quad \{\text{RESULTADO DADO PELO PROJETO}\}$$

$$\text{Phi_IN}=mw_gen*cp_w*(Tw2-Tw1)$$

$$\text{COP}=\text{Phi_OUT}/\text{Phi_IN}$$

$$\text{Phi_OUT}=\text{Phi_ev}$$

{C.5. McNeely [5]}

$$A_00=-9,133128$$

$$A_10=9,439697*10^{(-1)}$$

$$A_20=-7,324352*10^{(-5)}$$

$$A_01=-4,759724*10^{(-1)}$$

$$A_11=-2,882015*10^{(-3)}$$

$$A_21=-1,556533*10^{(-5)}$$

$$A_02=-5,638171*10^{(-2)}$$

$$A_12=-1,345453*10^{(-4)}$$

$$A_22=1,992657*10^{(-6)}$$

$$A_03=1,108418*10^{(-3)}$$

$$A_13=5,852133*10^{(-7)}$$

$$A_{23} = -3,924205 \cdot 10^{-8}$$

$$k_0 = 7,05$$

$$k_1 = -1603,54$$

$$k_2 = -104095,5$$

{condicao de ingresso no gerador T_1}

$$H_1 = 2,326 \cdot (A_1 + (B_1) \cdot (1,8 \cdot (T_1) + 32) + (C_1) \cdot (1,8 \cdot (T_1) + 32)^2)$$

$$Cp_1 = 2,326 \cdot (1,8 \cdot B_1 \cdot T_1 + 3,6 \cdot C_1 \cdot (1,8 \cdot T_1 + 32))$$

$$A_1 = -1015,07 + 79,5387 \cdot csi_high - 2,358016 \cdot csi_high^2 + 0,03031583 \cdot csi_high^3 - 1,400261 \cdot (10^{-4}) \cdot csi_high^4$$

$$B_1 = 4,68108 - 3,037766 \cdot (10^{-1}) \cdot csi_high + 8,44845 \cdot (10^{-3}) \cdot csi_high^2 - 1,047721 \cdot (10^{-4}) \cdot csi_high^3 + 4,80097 \cdot (10^{-7}) \cdot csi_high^4$$

$$C_1 = -4,9107 \cdot (10^{-3}) + 3,83184 \cdot (10^{-4}) \cdot csi_high - 1,078963 \cdot (10^{-5}) \cdot csi_high^2 + 1,31152 \cdot (10^{-7}) \cdot csi_high^3 - 5,897 \cdot (10^{-10}) \cdot csi_high^4$$

{condicao no gerador T_1A}

$$TD_high1A = A_{00} + A_{10} \cdot T_{1A} + A_{20} \cdot (T_{1A})^2 + A_{01} \cdot (csi_high - 40) + A_{11} \cdot ((csi_high - 40)^1) \cdot T_{1A} + A_{21} \cdot ((csi_high - 40)^1) \cdot (T_{1A})^2 + (A_{02} \cdot ((csi_high - 40)^2) \cdot T_{1A} + A_{12} \cdot ((csi_high - 40)^2) \cdot T_{1A} + A_{22} \cdot ((csi_high - 40)^2) \cdot T_{1A}^2) + (A_{03} \cdot ((csi_high - 40)^3) \cdot T_{1A} + A_{13} \cdot ((csi_high - 40)^3) \cdot T_{1A} + A_{23} \cdot ((csi_high - 40)^3) \cdot T_{1A}^2)$$

$$\log_{10}(p_gen) = k_0 + k_1 / (TD_high1A + 273,15) + k_2 / (TD_high1A + 273,15)^2$$

$$H_{1A} = 2,326 \cdot (A_{1A} + (B_{1A}) \cdot (1,8 \cdot T_{1A} + 32) + (C_{1A}) \cdot (1,8 \cdot T_{1A} + 32)^2)$$

$$Cp_{1A} = 2,326 \cdot (1,8 \cdot B_{1A} \cdot T_{1A} + 3,6 \cdot C_{1A} \cdot (1,8 \cdot T_{1A} + 32))$$

$$A_{1A} = -1015,07 + 79,5387 \cdot csi_high - 2,358016 \cdot csi_high^2 + 0,03031583 \cdot csi_high^3 - 1,400261 \cdot (10^{-4}) \cdot csi_high^4$$

$$B_{1A} = 4,68108 - 3,037766 \cdot (10^{-1}) \cdot csi_high + 8,44845 \cdot (10^{-3}) \cdot csi_high^2 - 1,047721 \cdot (10^{-4}) \cdot csi_high^3 + 4,80097 \cdot (10^{-7}) \cdot csi_high^4$$

$$C_{1A} = -4,9107 \cdot (10^{-3}) + 3,83184 \cdot (10^{-4}) \cdot csi_high - 1,078963 \cdot (10^{-5}) \cdot csi_high^2 + 1,31152 \cdot (10^{-7}) \cdot csi_high^3 - 5,897 \cdot (10^{-10}) \cdot csi_high^4$$

{condicao de saida do gerador T_2}

$$TD_{low}=(A_{00}*((csi_{low}-40)^0)*T_2^0+A_{10}*((csi_{low}-40)^0)*T_2^1+A_{20}*((csi_{low}-40)^0)*T_2^2)+(A_{01}*((csi_{low}-40)^1)*T_2^0+A_{11}*((csi_{low}-40)^1)*T_2^1+A_{21}*((csi_{low}-40)^1)*T_2^2)+(A_{02}*((csi_{low}-40)^2)*T_2^0+A_{12}*((csi_{low}-40)^2)*T_2^1+A_{22}*((csi_{low}-40)^2)*T_2^2)+(A_{03}*((csi_{low}-40)^3)*T_2^0+A_{13}*((csi_{low}-40)^3)*T_2^1+A_{23}*((csi_{low}-40)^3)*T_2^2)$$

$$\log_{10}(p_{gen})=k_0+k_1/(TD_{low}+273,15)+k_2/(TD_{low}+273,15)^2$$

$$H_2=2,326*(A_2+B_2*(1,8*T_2+32)+C_2*(1,8*T_2+32)^2)$$

$$Cp_2=2,326*(1,8*B_2*T_2+3,6*C_2*(1,8*T_2+32))$$

$$A_2=-1015,07+79,5387*csi_{low}-2,358016*csi_{low}^2+0,03031583*csi_{low}^3-1,400261*(10^{(-4)})*csi_{low}^4$$

$$B_2=4,68108-3,037766*(10^{(-1)})*csi_{low}+8,44845*(10^{(-3)})*csi_{low}^2-1,047721*(10^{(-4)})*csi_{low}^3+4,80097*(10^{(-7)})*csi_{low}^4$$

$$C_2=-4,9107*(10^{(-3)})+3,83184*(10^{(-4)})*csi_{low}-1,078963*(10^{(-5)})*csi_{low}^2+1,31152*(10^{(-7)})*csi_{low}^3-5,897*(10^{(-10)})*csi_{low}^4$$

{CONDENSADOR}

$$Tw2_3=Tw1_2$$

$$\{Tw2_3=33\}$$

$$\{Tw3_4=40\}$$

$$p_{cond}=p_{gen}$$

$$m_{vap}=m_{cond}$$

$$\Phi_{cond}=m_{w1_{cond}}*(Tw3_4-Tw2_3)*cp_w$$

$$\Phi_{cond}=m_{cond}*\delta h_1$$

$$\delta h_1=h_{ev}-h_{cond2}$$

$$h_{ev}=\text{enthalpy}('steam';T=T_{vap};p=p_{gen})$$

$$h_{cond2}=\text{enthalpy}('steam';x=0;p=p_{gen})$$

{Diferença de temperatura de projeto entre a água quente em ingresso e fluido na saída do condensador}

$$\Delta T_{cond}=15$$

$$T_{cond}=Tw2_3+\Delta T_{cond}$$

$$\epsilon_{cond}=(Tw3_4-Tw2_3)/(T_{vap}-Tw2_3) \quad \{C_{min} \text{ e referente ao fluido frio}\}$$

$$NTU_{cond}=KA_{cond}/(m_{w1_{cond}}*cp_w)$$

$C_{\min_cond} = m_{w1_cond} \cdot cp_w$
 $eps_cond = 1 - \exp(-NTU_cond)$

{valvula de expansao}

$h_{cond2} = h_{valv}$
 $p_{ev} = 0,8$

{EVAPORADOR}

$\Phi_{ev_set} = 150$

$\Phi_{ev} = m_{ev} \cdot \Delta h_2$
 $\Delta h_2 = \text{enthalpy}('steam'; x=1; p=p_{ev}) - h_{valv}$
 $\Phi_{ev} = m_{w_ut} \cdot (T_{ut_in} - T_{ut_out}) \cdot cp_w$

$T_{ev_IN} = T_{sat}(Steam; P=p_{ev})$
 $\Delta T_{sh} = 1$
 $\Delta T_{evap} = 4$
 { $T_{ev_OUT} = T_{ut_out} - \Delta T_{evap}$ }
 $T_{ev_OUT} = T_{ev_IN} + \Delta T_{sh}$

$T_{ut_in} = 13$
 $m_{ev} = m_{vap}$

$eps_{eva} = (T_{ut_in} - T_{ut_out}) / (T_{ut_in} - T_{ev_IN})$ { C_{\min} e referente ao fluido quente}
 $NTU_{eva} = UA_{eva} / (m_{w_ut} \cdot cp_w)$

$C_{\min_eva} = m_{w_ut} \cdot cp_w$
 $eps_{eva} = 1 - \exp(-NTU_{eva})$
 $UA_{eva} = 20,69$

{ABSORVEDOR}

{ $csi_{low} = 64,5$ } {do lado T_2 ou seja, o que volta ao absorvedor}

csi_high=59,5 {do lado T_1, ou seja, o que sai do absorvedor}

$$\text{Phi_ass} = m_{w2_cond} \cdot c_{p_w} \cdot (T_{w2_3} - T_{w0_1})$$

$$\text{deltah_ass} = \text{enthalpy}('steam'; T = T_{\text{ass_0}}; p = p_{\text{ev}}) - \text{enthalpy}('steam'; x = 0; p = p_{\text{ev}})$$

$$\text{Phi_ass} = m_1 \cdot (H_{\text{assOUT}} - H_{\text{ass0}}) + m_{\text{vap}} \cdot \text{deltah_ass} + m_2 \cdot (H_{20} - H_{\text{ass0}})$$

$$\{\text{Phi1} = m_1 \cdot (H_{\text{assOUT}} - H_{\text{ass0}})$$

$$\text{Phi2} = m_{\text{vap}} \cdot \text{deltah_ass}$$

$$\text{Phi3} = m_2 \cdot (H_2 - H_{\text{ass0}})\}$$

NTU_ass=1,156 {RESULTADO DO PROJETO}

$$\text{eps_ass} = (T_{w1_2} - T_{w0_1}) / (T_{\text{ass_OUT}} - T_{w0_1}) \quad \{\text{C_min e referente ao fluido frio}\}$$

$$\text{NTU_ass} = \text{UA_ass} / (m_{w2_cond} \cdot c_{p_w})$$

$$\text{C_min_ass} = m_{w2_cond} \cdot c_{p_w}$$

$$\text{eps_ass} = 1 - \exp(-\text{NTU_ass})$$

{condicao de saida do absorvedor Tass_OUT}

$$\Delta T_{\text{sr}} = 5$$

$$T_{\text{ass_OUT}} = T_{\text{ass_0}} - \Delta T_{\text{sr}}$$

$$H_{\text{assOUT}} = 2,326 \cdot (A_{\text{assOUT}} + (B_{\text{assOUT}})^{1,8} \cdot (T_{\text{ass_OUT}} + 32) + (C_{\text{assOUT}})^{1,8} \cdot (T_{\text{ass_OUT}} + 32)^2)$$

$$C_{p_assOUT} = 2,326 \cdot (1,8 \cdot B_{\text{assOUT}} \cdot T_{\text{ass_OUT}} + 3,6 \cdot C_{\text{assOUT}} \cdot (1,8 \cdot T_{\text{ass_OUT}} + 32))$$

$$A_{\text{assOUT}} = -1015,07 + 79,5387 \cdot \text{csi_high} - 2,358016 \cdot \text{csi_high}^2 + 0,03031583 \cdot \text{csi_high}^3 - 1,400261 \cdot (10^{(-4)}) \cdot \text{csi_high}^4$$

$$B_{\text{assOUT}} = 4,68108 - 3,037766 \cdot (10^{(-1)}) \cdot \text{csi_high} + 8,44845 \cdot (10^{(-3)}) \cdot \text{csi_high}^2 - 1,047721 \cdot (10^{(-4)}) \cdot \text{csi_high}^3 + 4,80097 \cdot (10^{(-7)}) \cdot \text{csi_high}^4$$

$$C_{\text{assOUT}} = -4,9107 \cdot (10^{(-3)}) + 3,83184 \cdot (10^{(-4)}) \cdot \text{csi_high} - 1,078963 \cdot (10^{(-5)}) \cdot \text{csi_high}^2 + 1,31152 \cdot (10^{(-7)}) \cdot \text{csi_high}^3 - 5,897 \cdot (10^{(-10)}) \cdot \text{csi_high}^4$$

{condicao de equilibrio intermediaria Tass_0 absorvedor}

$$\begin{aligned} \text{TD_ass0} = & (A_{00} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^0) \cdot T_{\text{ass_0}}^0 + A_{10} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^0) \cdot T_{\text{ass_0}}^1 + A_{20} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^0) \cdot T_{\text{ass_0}}^2) + \\ & (A_{01} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^1) \cdot T_{\text{ass_0}}^0 + A_{11} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^1) \cdot T_{\text{ass_0}}^1 + A_{21} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^1) \cdot T_{\text{ass_0}}^2) + \\ & (A_{02} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^2) \cdot T_{\text{ass_0}}^0 + A_{12} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^2) \cdot T_{\text{ass_0}}^1 + A_{22} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^2) \cdot T_{\text{ass_0}}^2) + \\ & (A_{03} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^3) \cdot T_{\text{ass_0}}^0 + A_{13} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^3) \cdot T_{\text{ass_0}}^1 + A_{23} \cdot ((\text{csi_high} - 40)^3) \cdot T_{\text{ass_0}}^2) \end{aligned}$$

$$\log_{10}(p_{ev})=k_0+k_1/(TD_{ass0}+273,15)+k_2/(TD_{ass0}+273,15)^2$$

$$H_{ass0}=2,326*(A_{ass0}+B_{ass0}*(1,8*Tass_0+32)+C_{ass0}*(1,8*Tass_0+32)^2)$$

$$Cp_{ass0}=2,326*(1,8*B_{ass0}*Tass_0+3,6*C_{ass0}*(1,8*Tass_0+32))$$

$$A_{ass0}=-1015,07+79,5387*csi_{high}-2,358016*csi_{high}^2+0,03031583*csi_{high}^3-1,400261*(10^{(-4)})*csi_{high}^4$$

$$B_{ass0}=4,68108-3,037766*(10^{(-1)})*csi_{high}+8,44845*(10^{(-3)})*csi_{high}^2-1,047721*(10^{(-4)})*csi_{high}^3+4,80097*(10^{(-7)})*csi_{high}^4$$

$$C_{ass0}=-4,9107*(10^{(-3)})+3,83184*(10^{(-4)})*csi_{high}-1,078963*(10^{(-5)})*csi_{high}^2+1,31152*(10^{(-7)})*csi_{high}^3-5,897*(10^{(-10)})*csi_{high}^4$$

{condicao de saida do absorvedor (do lado do trocador) Tass_IN} }

$$Tass_IN=T_20$$

$$Hass_IN=2,326*(A_{assIN}+B_{assIN}*(1,8*Tass_IN+32)+C_{assIN}*(1,8*Tass_IN+32)^2)$$

$$Cp_{assIN}=2,326*(1,8*B_{assIN}*Tass_IN+3,6*C_{assIN}*(1,8*Tass_IN+32))$$

$$A_{assIN}=-1015,07+79,5387*csi_{low}-2,358016*csi_{low}^2+0,03031583*csi_{low}^3-1,400261*(10^{(-4)})*csi_{low}^4$$

$$B_{assIN}=4,68108-3,037766*(10^{(-1)})*csi_{low}+8,44845*(10^{(-3)})*csi_{low}^2-1,047721*(10^{(-4)})*csi_{low}^3+4,80097*(10^{(-7)})*csi_{low}^4$$

$$C_{assIN}=-4,9107*(10^{(-3)})+3,83184*(10^{(-4)})*csi_{low}-1,078963*(10^{(-5)})*csi_{low}^2+1,31152*(10^{(-7)})*csi_{low}^3-5,897*(10^{(-10)})*csi_{low}^4$$

{VALVULA}

{BOMBA}

{REGENERADOR}

$$\Phi_{sc}=m_2*(H_2-H_{20})$$

$$m_2*(H_2-H_{20})=m_1*(H_1-H_{10})$$

$$\{\Phi_{sc}=2\}$$

{calculo do regenerador}

$$c_{fm1}=m_1*Cp_1 \text{ {minimo}}$$

$$c_{fm2}=m_2*Cp_2$$

$$C_{\min_sc} = \min(\text{cffm1}; \text{cffm2})$$

$$C_{\max_sc} = \max(\text{cffm1}; \text{cffm2})$$

$$\text{Phi}_{\max_sc} = C_{\min_sc} * (T_2 - T_{10})$$

$$\text{eps}_{sc} = (m_1 * C_{p1} * (T_1 - T_{10})) / \text{Phi}_{\max_sc}$$

$$\text{NTU}_{sc} = \text{UA}_{sc} / C_{\min_sc}$$

$$\text{eps}_{sc} = (1 - \exp(-\text{NTU}_{sc} * (1 - R_{sc}))) / (1 - (R_{sc}) * \exp(-\text{NTU}_{sc} * (1 - R_{sc})))$$

$$\text{UA}_{sc} = 55,79$$

$$R_{sc} = 0,6$$

{condicao ingresso regenerador (do lado do absorvedor) T₁₀}

$$T_{10} = T_{\text{ass_OUT}}$$

$$H_{10} = 2,326 * (A_{sc10} + B_{sc10} * (1,8 * T_{10} + 32) + C_{sc10} * (1,8 * T_{10} + 32)^2)$$

$$C_{p10} = 2,326 * (1,8 * B_{sc10} * T_{10} + 3,6 * C_{sc10} * (1,8 * T_{10} + 32))$$

$$A_{sc10} = -1015,07 + 79,5387 * \text{csi_high} - 2,358016 * \text{csi_high}^2 + 0,03031583 * \text{csi_high}^3 - 1,400261 * (10^{-4}) * \text{csi_high}^4$$

$$B_{sc10} = 4,68108 - 3,037766 * (10^{-1}) * \text{csi_high} + 8,44845 * (10^{-3}) * \text{csi_high}^2 - 1,047721 * (10^{-4}) * \text{csi_high}^3 + 4,80097 * (10^{-7}) * \text{csi_high}^4$$

$$C_{sc10} = -4,9107 * (10^{-3}) + 3,83184 * (10^{-4}) * \text{csi_high} - 1,078963 * (10^{-5}) * \text{csi_high}^2 + 1,31152 * (10^{-7}) * \text{csi_high}^3 - 5,897 * (10^{-10}) * \text{csi_high}^4$$

{condicao de equilibrio na saida do regenerador (do lado do absorvedor) T₂₀}

$$\{C_{p20} = C_{p1A}\}$$

$$H_{20} = 2,326 * (A_{sc20} + B_{sc20} * (1,8 * T_{20} + 32) + C_{sc20} * (1,8 * T_{20} + 32)^2)$$

$$C_{p20} = 2,326 * (1,8 * B_{sc20} * T_{20} + 3,6 * C_{sc20} * (1,8 * T_{20} + 32))$$

$$A_{sc20} = -1015,07 + 79,5387 * \text{csi_low} - 2,358016 * \text{csi_low}^2 + 0,03031583 * \text{csi_low}^3 - 1,400261 * (10^{-4}) * \text{csi_low}^4$$

$$B_{sc20} = 4,68108 - 3,037766 * (10^{-1}) * \text{csi_low} + 8,44845 * (10^{-3}) * \text{csi_low}^2 - 1,047721 * (10^{-4}) * \text{csi_low}^3 + 4,80097 * (10^{-7}) * \text{csi_low}^4$$

$$C_{sc20} = -4,9107 * (10^{-3}) + 3,83184 * (10^{-4}) * \text{csi_low} - 1,078963 * (10^{-5}) * \text{csi_low}^2 + 1,31152 * (10^{-7}) * \text{csi_low}^3 - 5,897 * (10^{-10}) * \text{csi_low}^4$$

{TORRE DE RESFRIAMENTO}

T0=T_est

r0=rh_1

T_est=T1

r0=0,75

m_w1_cond=m_w2_cond

rh_est=min(r0;0,98)

T_db_air=T_est

p0_2=101,3

ff=0,9

w_est=humrat(AirH2O;T=T_db_air;r=rh_est;P=p0_2)

h_air_in=Enthalpy(AirH2O;T=T_db_air;r=rh_est;P=p0_2)

h_air_in=Enthalpy(AirH2O;T=T_wb_air;r=1;P=p0_2)

T_acq_r=15 {agua de reintegracao}

h_ev_acq=2260

h_db=h_air_in

efficiency=(Tw3_4-Tw0_1)/(Tw3_4-T_wb_air)

h_db=Enthalpy(AirH2O;T=T_db_air;w=x_db;P=p0_2)

r_air_out=((1-rh_est)*ff)+rh_est

m_air=16,45

m_air=m_acq_r/(x_air_out-x_db)

x_air_out=HumRat(AirH2O;T=T_air_out;r=r_air_out;P=p0_2)

h_air_out=Enthalpy(AirH2O;T=T_air_out;w=x_air_out;P=p0_2)

Tw0_1-T_wb_air=2

m_w1_cond*h_w3_4=m_w1_cond*h_w0_1+m_air*(h_air_out-h_air_in) {1}

h_w3_4=Enthalpy(H2O;T=Tw3_4) {2}

h_w0_1=Enthalpy(H2O;T=Tw0_1) {3}

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] VAN WYLEN, J. G.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E., **Fundamentos da Termodinâmica**, tradução da 5ª ed. americana, Edgard Blücher, São Paulo, 2003.
- [2] INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 5ª ed., LTC, Rio de Janeiro, 2002.
- [3] DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A., **Solar Engineering of Thermal Processes**, Wiley-Interscience Publication, New York (EUA), 1991.
- [4] KREIDER, J. F.; KREITH, F., **Solar Heating and Cooling**, McGraw Hill, Washington (EUA), 1982.
- [5] **2006 ASHRAE Handbook**, Abril 2002, ASHRAE, New York (EUA).
- [6] MCNEELY LA, **Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide**. ASHRAE Transactions 1979;85 (Part 1): 413–34.
- [7] BERMEJO, P.; PINO, F. J.; ROSA, F., **Solar absorption cooling plant in Seville**. ScienceDirect, Solar Energy 84, Junho 2010: 1503–1512.
- [8] POUSA, A. C., **Análise Termo-Exergoeconômica e Financeira de um Sistema de Cogeração, Eletricidade e Água Gelada, Aplicado a um Centro Comercial**. 2009. 150p. Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009.
- [9] **Annex IV on Eco-design implementing measures for dedicated water heaters**. European Commission, Bruxelas (Bélgica), 2008.
- [10] **Annual Energy Demand**. European Commission, Bruxelas (Bélgica), 2008.

- [11] **ABNT NBR 16401: Dados Climáticos de Projeto.** Norma ABNT, Brasil, 2008.
- [12] MARIANI, A. L. C.; BOLLIGER, R. JR., **Sistemas de Tratamento de Ar.** São Paulo, 2010.
- [13] **UNI 10346: Caratteristiche Climatiche.** Turim (Itália), 2009.
- [14] **UNI 10349: Radiazione Solare.** Turim (Itália), 2009.
- [15] <<http://www.eurometeo.com>>. Acesso em 20 Maio 2010.
- [16] <http://www.provincia.torino.it/ambiente/file-storage/download/energia/pdf/quarto_rapporto/clima_1.pdf>. Acesso em 24 Setembro 2010.
- [17] <http://www.discoverybrasil.com/guia_tecnologia/marcos_tecnologia/motor_vapor/index.shtml>. Acesso em: 15 maio 2010.
- [18] <<http://www.e-escola.pt>>. Acesso em: 20 agosto 2010.
- [19] <<http://www.comgas.com.br>>. Acesso em: 28 agosto 2010.
- [20] <<http://www.refrigerator-troubleshooting.com>>. Acesso em: 21 junho 2010.
- [21] <<http://www.marla.pt>>. Acesso em: 26 agosto 2010.
- [22] <http://www.gasnet.com.br/novo_gasnatural/combust_completo.asp>. Acesso em 08 Outubro 2010.
- [23] <<http://www.aalborg-industries.com.br>>. Acesso em 08 Outubro 2010.
- [24] <<http://www.mspc.eng.br/tecdiv/tecDat110.shtml>>. Acesso em 08 Outubro 2010.